

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



Aplicação de um sistema solar térmico a uma unidade de climatização em Portugal

André Miguel Ventura dos Reis

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

2012

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



Aplicação de um sistema solar térmico a uma unidade de climatização em Portugal

André Miguel Ventura dos Reis

Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

Trabalho realizado sob a supervisão de

João Farinha Mendes (FCUL/LNEG)

2012

Agradecimentos

Ao Laboratório Nacional de Energia e Geologia (LNEG), por me ter acolhido neste último ano, permitindo que contactasse com tecnologias e informações que de outra forma não teria acesso, assim como pela frequência no curso de Projectista de Instalações Solares Térmicas, que foi bastante útil no dimensionamento realizado.

Ao Professor Farinha Mendes, pela sua orientação, que facilitou a maneira de organizar o trabalho efectuado.

Ao Ricardo Coelho, pela transmissão de conhecimentos e apoio técnico demonstrado ao longo de todo este ano.

Aos restantes colegas dos “calabouços”, Andreia Salgueiro e João Cardoso, pelos conselhos e apoio que me foram dando.

A todos os meus amigos, por compreenderem o facto de não conseguir estar sempre 100% disponível para as nossas actividades.

A todas as pessoas que de uma forma directa ou indirecta me motivaram a realizar este trabalho.

Aos meus pais e irmã, Alzira, Anselmo e Catarina, e toda a restante família, por todo o apoio e sacrifícios que fizeram ao longo destes 5 anos, de modo a que pudesse concluir este curso.

E por último e não menos especial, à Margarida, que com a frase diária de “então e a tese?” me motivou para que conseguisse concluir este trabalho e consequentemente o curso.

Resumo

Face aos padrões actuais de vida, em que despendemos cerca de 90% do nosso tempo no interior de edifícios, com um nível de conforto que não queremos abdicar, urge o desenvolvimento de tecnologias de climatização sustentáveis. Em Portugal, à semelhança de todos os outros países mediterrânicos, em que o verão é quente e seco, a aposta nos sistemas de ar condicionado ditos convencionais tem sido elevada. Como estes têm um impacto considerável na sector eléctrico nacional, é urgente o desenvolvimento e aplicação de sistemas eficientes e sustentáveis, que consigam explorar os recursos energéticos endógenos. Como é do conhecimento geral, o recurso solar é mais abundante no verão, motivo pelo qual as necessidades térmicas para arrefecimento também aumentam nesta época. Assim, faz todo o sentido explorar o recurso solar existente no verão, aproveitando-o para arrefecimento. Esta aplicação é chamada de arrefecimento solar, e já está disponível no mercado actual, ainda que apenas para grandes aplicações. Como os sectores residencial e dos serviços têm consumos consideráveis em climatização, faz sentido desenvolver tecnologias para aplicar a pequenas escalas. O objectivo deste trabalho foi o dimensionamento da ligação de um sistema solar térmico a um sistema de climatização, dimensionado para climatizar duas salas com uma área aproximada de um edifício residencial (175m²). Este sistema está preparado para aproveitar a calor produzido pelos colectores solares térmicos para, por intermédio de um *chiller*, refrigerar as salas referidas. Uma vez que este sistema não foi acrescentado à instalação existente, foram efectuadas simulações em TRNSYS 16 e no Solterm para prever o comportamento do sistema. Foram usados pressupostos provenientes da instalação real e da monitorização aí realizada. Os resultados da simulação indicam que as necessidades totais de calor na fonte quente do *chiller* são 4655kWh, conseguindo os sistemas solares térmicos em conjunto fornecer 89% desse consumo.

Palavras-chave: energia solar, arrefecimento solar, sistema solar térmico, colector solar, *chiller*

Abstract

Nowadays we spend about 90% of our time inside buildings, with a comfort level that we do not want to abdicate, it urges the development of sustainable HVAC technologies. In Portugal, like all the other Mediterranean countries, where the summer is hot and dry, the investment in conventional air conditioning systems has been high. As these have a considerable impact on the national electricity sector, it's necessary the development and application of efficient and sustainable systems, that can exploit local energy resources. As is generally known, the solar resource is more abundant in summer, which is why the thermal requirements for cooling also increase at this season. So it makes sense to explore the solar resource that exists in the summer, taking advantage of it for cooling. This application is called solar cooling, and is all-ready available on the market, even if only for large applications. As the residential and the services sectors consumes a considerable amount in HVAC, it makes sense to develop technologies to apply in small scales. The aim of this thesis was the design of the connection of a solar thermal system to an air conditioning system, designed to cool two rooms with an approximate area of a residential building (175m^2). This system is prepared to take the heat produced by solar thermal collectors for, through a *chiller*, cooling the rooms mentioned above. Since this system wasn't added to the existing installation, simulations in TRNSYS 16 and Solterm were carried out, to predict the behavior of the system. The assumptions used came from the real installation and monitoring that was made before. The simulations results indicate that the total need of heat in the hot source of the chiller are 4655kWh, and the two solar thermal systems are able to provide 89% of that consumption.

Keywords: solar energy, solar cooling, solar thermal system, solar collector, *chiller*

Índice

Resumo	ii
Palavras-chave:	ii
Abstract	iii
Keywords:	iii
1. Introdução	1
1.1 Alterações Climáticas em Portugal: o impacto no sector Energético	1
1.2 O sector energético português.....	2
1.3 Climatização: o impacto no sector energético.....	5
1.4 Porquê apostar no Arrefecimento Solar?	6
2. Caracterização do recurso solar em Portugal	9
2.1 Energia solar disponível	9
2.2 Energia solar disponível em Portugal	11
3. Arrefecimento Solar – Estado da arte	14
3.1 Tecnologias de transformação de calor em circuito fechado	15
3.1.1 <i>Chiller</i> de Absorção – Fase Absorvente Líquido	15
3.1.2 <i>Chiller</i> de Adsorção – Fase Adsorvente Sólido	17
3.2 Tecnologias de transformação de calor em circuito aberto	18
3.2.1 Arrefecimento Exsicante e Evaporativo (DEC)	18
4. Sistemas Solares Térmicos: Estado da arte e aplicações.....	20
4.1 Colectores Solares Térmicos	20
4.1.1 Planos	20
4.1.2 CPC	23
4.1.3 Tubos de Vácuo	24
4.1.4 Colectores Solares a Ar	28
4.2 CST que podem ser aplicados ao arrefecimento solar.....	30
4.3 Armazenamento de energia térmica.....	31
5. Caso de Estudo	34

5.1	Esquema de Princípio	34
5.2	Princípio de funcionamento	37
5.3	Descrição dos Equipamentos	38
5.3.1	CHP	39
5.3.2	TDC	40
5.3.3	Permutador de calor externo	41
5.3.4	Depósitos	42
5.3.5	<i>Rad Cooler</i>	43
5.3.6	Ventiloconvectores	43
5.3.7	Bombas circuladoras.....	44
5.3.8	Vasos de expansão	46
5.3.9	Válvulas de 3 vias.....	47
5.3.10	Tubagem do circuito hidráulico e Isolamento	48
5.4	Descrição dos SST existentes	49
5.4.1	SST do edifício G	49
5.4.2	SST do edifício Solar XXI.....	51
5.5	Modos de funcionamento	52
5.5.1	Modo de Inverno	52
5.5.2	Modo de Verão	53
6.	Dimensionamento do SST para o sistema estudado.....	54
6.1	Dimensionamento da ligação do SST edifício G ao CHCP	54
6.1.1	Caudal nominal do circuito primário	54
6.1.2	Circuito hidráulico	55
6.1.3	Permutador de Calor	59
6.1.4	Perdas de Carga Totais	60
6.1.5	Conteúdo do circuito primário	61
6.1.6	Vaso de expansão	62
6.1.7	Bomba circuladora.....	65
6.1.8	Válvula de segurança e purgador de ar	67

6.1.9	Pressão de trabalho do primário.....	67
6.1.10	Acessórios	68
6.2	Esquema de montagem	68
7.	Análise Energética.....	72
7.1	Determinação da carga do sistema de arrefecimento	72
7.2	Estimativa de penetração do SST do edifício G na geração de frio	79
7.3	Determinação da perda de eficiência e da nova curva de rendimento do SST do edifício G.....	82
7.4	Nova estimativa da fracção solar do SST do edifício G na geração de frio	87
7.5	Estimativa de penetração do SST do edifício G + Solar XXI na geração de frio	89
8.	Discussão de Resultados e Considerações Finais	93
	Anexo I – Sistema Energético Português em números	94
	Anexo II – Determinação da carga da fonte quente do <i>chiller</i>	96
	Anexo III – Perfis energéticos diários obtidos.....	102
	Anexo IV – Curvas de rendimento obtidas experimentalmente.....	104
	Anexo V – Perfis energéticos teóricos obtidos	106
	Anexo VI – Perfis energéticos teóricos com os novos coeficientes e reais obtidos	107
	Anexo VII – Curvas de rendimento diárias	108
	Referências.....	109

Índice de Figuras

Figura 1.1: Consumo de Energia Primária em Portugal (ktep), por fonte, em 2009 ^[5] ;	3
Figura 1.2: Consumo de energia final em Portugal (ktep), consoante o sector de actividade ^[5] ;	3
Figura 1.3: Diagrama de carga português, em 2009 ^[10] ;	6
Figura 1.4: Cargas de arrefecimento, aquecimento e radiação solar para um local no Sul da Europa ^[12] ;	7
Figura 2.1: Comparação entre a distribuição espectral solar no espaço, ena Terra ^[16] ;	9
Figura 2.2: Geometria solar: Latitude, ângulo horário e declinação solar ^[16] ;	10
Figura 2.3 :Radiação Global média anual na horizontal, na Europa ^[19] ;	11
Figura 2.4: Mapa do número de horas de sol ^[18] e da radiação global média anual incidente no plano horizontal ^[19] em Portugal;	12
Figura 2.5: Radiação global, directa e difusa diária na horizontal em Portugal Continental, ao longo do ano ^[20] ;	13
Figura 3.1: Métodos físicos existentes para o uso de radiação solar em arrefecimento de edifícios ^[12] ;	14
Figura 3.2: Exemplo do ciclo de absorção, neste caso de Amónia/Água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) ^[21] ;	16
Figura 3.3: Performances dos <i>chillers</i> de absorção consoante a temperatura fornecida ^[22] ;	16
Figura 3.4: Princípio de funcionamento de um <i>chiller</i> de adsorção ^[23] ;	17
Figura 3.5: Esquema do ciclo de adsorção mais intuitivo, em que se percebe as 4 fases distintas. As fases 2 e 4 é quando existe recuperação de calor, e nas fases 1 e 3 ocorre a adsorção ^[24]	18
Figura 3.6: Esquema de um sistema DEC com exsicante sólido ^[23] ;	19
Figura 4.1: Principais perdas de um colector plano ^[27] ;	21
Figura 4.2: Esquema de um colector solar plano ^[16] ;	21
Figura 4.3: Curvas de eficiência de CST planos com vidro anti-reflexo simples, duplo e triplo em comparação com um colector solar plano padrão ^[27] ;	23
Figura 4.4: Esquema de um Colector CPC ^[28] ;	24
Figura 4.5: Esquema de um CST de tubos de vácuo de fluxo directo (Sydney) ^[27] ;	25
Figura 4.6: Esquema de um CST de tubos de vácuo de fluxo directo (Lenz) ^[27] ;	26
Figura 4.7: Esquema de um CST de tubos de vácuo colectores de calor de ligação seca ^[30] ;	26
Figura 4.8: Esquema de um CST de tubos de vácuo colectores de calor de ligação húmida ^[31] ;	27

Figura 4.9: Curva de eficiência dos CST de tubos de vácuo ^[12] ;	28
Figura 4.10: Esquema dos diferentes tipos de colectores a ar (esquerda), e corte de um CST a ar do tipo b) aplicado num sistema DEC na Alemanha (direita) ^[12] ;	29
Figura 4.11: Curva de eficiência dos CST a ar, a diferentes temperaturas ambiente ^[33] ;	30
Figura 4.12: Eficiência dos colectores consoante o sistema de arrefecimento ^[21] ;	31
Figura 4.13: Estratificação de um depósito vertical ^[35] ;	33
Figura 5.1: Esquema de montagem do sistema em estudo;	35
Figura 5.2: Esquema do sistema estudado legendado ^[36] ;	36
Figura 5.3: Aspecto exterior do sistema estudado;	38
Figura 5.4: Esquema de montagem do CHP estudado;	39
Figura 5.5: CHP usado no sistema (em cima), e desempenho térmico do mesmo (em baixo);	40
Figura 5.6: <i>Chiller</i> da AoSol usado no sistema;	41
Figura 5.7: Permutador de calor Externo de placas do sistema (direita), e o seu desempenho térmico;	41
Figura 5.8: Depósitos de armazenamento de calor do circuito primário e AQS (esquerda), e de frio/calor do circuito secundário (direita);	42
Figura 5.9: <i>Rad Cooler</i> do sistema estudado;	43
Figura 5.10: Ventiloinectores instalados numa das salas (esquerda), e desempenho térmico de um deles, num dia de Inverno;	44
Figura 5.11: Curva das perdas de carga das bombas circuladoras seleccionadas ^[40] ;	45
Figura 5.12: Curva da perda de carga de duas bombas 25-90/2 em série ^[41] ;	45
Figura 5.13: Bombas circuladoras do sistema. À esquerda é uma do circuito primário, e à direita a do circuito secundário;	46
Figura 5.14: Vasos de Expansão do sistema;	46
Figura 5.15: Válvulas de 3 vias <i>on-off</i> (esquerda) e modulante (direita);	47
Figura 5.16: Tubagem do circuito hidráulico com isolamento (esquerda), e desempenho térmico da mesma com e sem isolamento (direita);	48
Figura 5.17: Localização dos SST referidos;	49
Figura 5.18: Campo de colectores do edifício G;	49
Figura 5.19: Esquema unifilar da bateria de colectores do edifício G;	50
Figura 5.20: Esquema unifilar da bateria de colectores do Solar XXI;	51
Figura 5.21: Colectores do Solar XXI;	51

Figura 5.22: Sistema estudado no modo de Inverno (ou de aquecimento);	52
Figura 5.23: Sistema estudado no modo de Verão (ou de arrefecimento);	53
Figura 6.1: Diagrama de Moody ^[35] ;	58
Figura 6.2: Bomba circuladora seleccionada ^[40] ;	66
Figura 6.3: Curva de perda de carga da bomba UPS 25-80 180+UPS25-60 180 ^[39] ;	66
Figura 6.4: Esquema unifilar da instalação a efectuar;	70
Figura 6.5: Esquema de montagem da ligação dos colectores do G ao CHCP;	71
Figura 7.1: Esquema básico do processo de arrefecimento termicamente assistido ^[23] ;	72
Figura 7.2: Esquema da simulação simplificada em TRNSYS;	75
Figura 7.3: Necessidades térmicas de frio de climatização das salas a arrefecer, e calor fornecido ao <i>chiller</i> , obtidas na simulação 3 em TRNSYS;	76
Figura 7.4: Perfil horário da carga TDCquente (média mensal) obtido na simulação 3;	77
Figura 7.5: Perfil horário da carga TDCquente para o dia do mês com mais carga, obtido na simulação 3;	78
Figura 7.6: Configurações usadas na análise da penetração do SST no consumo de calor da fonte quente do <i>chiller</i> ;	79
Figura 7.7: Energia fornecida pelo SST do edifício G para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do <i>chiller</i> , nas configuração C1a e C1b;	80
Figura 7.8: Energia desperdiçada pelo SST do edifício G para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do <i>chiller</i> , nas configurações C1a e C1b;	81
Figura 7.9: Perfil diário das potências teóricas no dia 7/08/2011;	86
Figura 7.10: Perfil diário da potência teórica obtida experimentalmente e real no dia 7/08/2011;	87
Figura 7.11: Curvas de rendimento do SST do edifício G, no dia 07/08/2011;	87
Figura 7.12: Energia fornecida pelo SST edifício G para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do <i>chiller</i> , na configuração C2;	88
Figura 7.13: Energia solar fornecida, desperdiçada e fracção solar, consoante o volume de armazenamento;	89
Figura 7.14: Energia fornecida pelo SST do edifício Solar XXI para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do <i>chiller</i> , na configuração C3;	90
Figura 7.15: Energia total fornecida pelos SST estudados para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do <i>chiller</i> ;	91

Índice de Tabelas

Tabela 1.1: Principais indicadores energéticos, em 2009 ^[6] ;	4
Tabela 1.2: Duração da onda de calor em Junho de 2009 ^[9] ;	5
Tabela 4.1:Caracaterísticas gerais dos CST existentes actualmente;	30
Tabela 4.2- Colectores a aplicar consoante a tecnologia de arrefecimento solar ^[23] ;	30
Tabela 4.3: Densidade de energia armazenada consoante a tecnologia adoptada ^[34] ;	32
Tabela 5.1: Características técnicas do CHP ^[36] ;	39
Tabela 5.2: Características técnicas do TDC ^[36] ;	40
Tabela 5.3: Características técnicas do Permutador de calor ^[37] ;	41
Tabela 5.4: Características técnicas dos depósitos de armazenamento ^[38] ;	42
Tabela 5.5: Características técnicas do Rad Cooler ^[39] ;	43
Tabela 5.6: Características técnicas dos Ventiloconvectores ^[40] ;	43
Tabela 5.7: Caudal nominal dos circuitos hidráulicos, e respectivas perdas de carga consoante a configuração do circuito;	44
Tabela 5.8: Características técnicas das Bombas circuladoras ^[42] ;	45
Tabela 5.9: Características técnicas dos Vasos de expansão ^[37] ;	46
Tabela 5.10: Características técnicas das válvulas de 3 vias ^[43] ;	47
Tabela 5.11: Características técnicas do circuito hidráulico e isolamento ^[44] ;	48
Tabela 5.12: Características técnicas dos colectores (descritas no certificado) aplicados no edifício G;	50
Tabela 5.13: Características técnicas dos colectores (descritas no certificado) aplicados no Solar XXI;	51
Tabela 6.1: Características técnicas do permutador de placas seleccionado ^[46] ;	60
Tabela 6.2: Perdas de carga dos acessórios;	60
Tabela 6.3: Perdas de carga localizadas e total;	61
Tabela 6.4: Conteúdo do circuito primário;	62
Tabela 6.5: Quadro comparativo de vasos de expansão consoante a pressão máxima escolhida;	64
Tabela 6.6: Características técnicas dos vasos de expansão assumidos ^[47] ;	65
Tabela 6.7: Características técnicas das bombas circuladoras utilizadas ^[40] ;	65

Tabela 6.8: Listagem das pressões máximas suportadas pelos componentes do sistema;	67
Tabela 6.9: Características técnicas do purgador e válvula de segurança a utilizar ^[48] ;	67
Tabela 6.10: Características técnicas dos acessórios a usar ^[49] ;	68
Tabela 7.1: Valores do COP usados, consoante o mês do ano;	76
Tabela 7.2: Contributo do SST do edifício G no fornecimento de calor à fonte quente de <i>chiller</i> no perfil mensal médio, nas configurações C1a e C1b;	81
Tabela 7.3: Resultados do modelo de cálculo aplicado;	85
Tabela 7.4: Rendimento óptico e coeficiente a_1 determinados através do modelo usado;	86
Tabela 7.5: Novos coeficientes dos colectores do edifício G;	86
Tabela 7.6: Contributo do SST do edifício G no fornecimento de calor à fonte quente de <i>chiller</i> no perfil mensal médio, nas configurações estudadas;	88
Tabela 7.7: Contributo total dos SST estudados no fornecimento de calor à fonte quente de <i>chiller</i> no perfil mensal médio;	91

Nomenclatura

AQS	Águas Quentes Sanitárias
BC	Bomba de calor
CHP	Sistema Combinado de Produção de Calor e Electricidade
CHCP	Sistema Combinado de Produção de Calor, Frio e Electricidade
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	Coefficiente de Performance
CST	Colector Solar Térmico
CPC	Concentrador Parabólico Composto
DEC	<i>Desiccant and evaporative cooling</i>
DGEG	Direcção Geral de Energia e Geologia
ESTIF	<i>European Solar Thermal Industry Federation</i>
GEE	Gases com Efeito Estufa
HVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
Ktoe	Milhares de toneladas de petróleo equivalente
LNEG	Laboratório Nacional Energia e Geologia
Mca	Metros de coluna de água
Mtoe	Milhões de toneladas de petróleo equivalente
NZEB	<i>Nearly Zero Energy Building</i>
PCM	Material de Mudança de Fase
PV	Fotovoltaico
REN	Redes Energéticas Nacionais
SST	Sistemas Solares Térmicos
TDC	<i>Chiller</i> Termicamente Assistido
TDCquente	Necessidades de calor na fonte quente do <i>chiller</i>
TDCfrio	Necessidades de frio para climatização
UE	União Europeia

1. Introdução

Face à problemática energética que se vive actualmente, em que o uso excessivo de recursos energéticos não renováveis continua a aumentar constantemente, é urgente o desenvolvimento/aperfeiçoamento de tecnologias que possam contribuir para a sustentabilidade do padrão de vida que hoje subsiste.

Actualmente, muito do calor resultante da conversão de electricidade através de processos termodinâmicos não é aproveitado. Nesse sentido é importante desenvolver tecnologias capazes de beneficiar desse “desperdício”, tornando o processo bastante mais eficiente e sustentável.

Na sociedade actual, estima-se que em ambientes urbanos as pessoas passem cerca de 90% ^[1] do seu tempo dentro de edifícios. Aliado a este comportamento social está o nível de conforto adquirido, do qual a sociedade não quer abdicar, e que na maior parte das vezes depende de processos nada sustentáveis e/ou eficientes. Tendo consciência do impacto que isto provoca, é natural que o objectivo actual passe por desenvolver tecnologias que permitam aos habitantes dos edifícios obter o tão almejado conforto, através de meios que tenham o menor impacto possível na Natureza.

Uma vez que os edifícios têm um peso de 40% no consumo de energia final da União Europeia (UE), esta lançou a Directiva 2010/31, obrigando todos os edifícios novos, até Dezembro de 2020, a serem *Nearly Zero Energy Building* (NZEB), ou seja, impondo que anualmente os mesmos produzam praticamente toda energia solicitada, através de fontes de energias renováveis. Note-se que para edifícios detidos ou ocupados por entidades públicas esse prazo será até 31 de Dezembro de 2018 ^[2].

O presente trabalho pretende estudar uma das muitas formas que existem para solucionar esta temática: o aproveitamento da energia solar térmica para climatização. Actualmente já são comercializadas tecnologias capazes desta conversão, mas apenas para grandes escalas, o que torna interessante a aplicação em pequenas escalas (sector doméstico, comercial de pequenas dimensões, por exemplo).

1.1 Alterações Climáticas em Portugal: o impacto no sector Energético

O sector energético como o conhecemos, sendo maioritariamente baseado em combustíveis fósseis, é um dos principais causadores das alterações climáticas antropogénicas, devido ao elevado número de emissões de gases com efeito de estufa (GEE), é já um facto incontornável que é do conhecimento do público comum. O que não é tão divulgado é que essas mesmas alterações do clima vão condicioná-lo, tanto na procura como na oferta de energia, sendo necessárias adaptações. Nesse sentido é importante estudar esses impactos, positivos e negativos, integrando-os no planeamento da futura configuração do sector energético, que se quer renovável.

O estudo realizado através do Projecto SIAM ^[3] permitiu verificar o impacto que as alterações climáticas vão ter no sector energético português, para uma escala de tempo da ordem dos 50 a 100 anos.

Em relação à oferta de energia, o potencial hídrico é o que será mais afectado, devido às alterações que o escoamento superficial (caudal dos rios) irá sofrer pela mudança dos padrões de precipitação em termos de quantidade, intensidade e sazonalidade e à evapotranspiração. As bacias do Centro e Sul terão menos escoamento disponível, principalmente desde a Primavera até ao Outono, aumentando o número de vezes em ficarão abaixo do caudal ecológico (caudal mínimo de segurança). Contudo os principais empreendimentos hidroeléctricos estão nas bacias situadas a Norte (Cávado-Lima e Douro), para onde se prevê mais caudal disponível no Inverno, para a mesma precipitação anual, não esquecendo porém que as barragens também têm como função o controlo de cheias, logo nem todo este aumento pode ser aproveitado. Foi ainda considerado o chamado efeito da competição pela água para usos que não o da geração de electricidade, como os municipais e agrícolas. Com o aumento da temperatura o consumo destes também aumenta. No caso português existem apenas duas ocorrências em que existem consumos significativos de água para fins energéticos e municipais em simultâneo: Crestuma/Lever e Castelo de Bode. Uma vez que nestes o volume de água para aproveitamento

energético é uma ordem de grandeza superior ao municipal, como no panorama nacional estas não representam um peso energético muito expressivo, o impacto na hidroelectricidade nacional será reduzido.

Relativamente ao potencial solar, eólico e marítimo, também se prevêem alterações. A disponibilidade de radiação solar deverá aumentar cerca de 5% no Verão, que se reflecte num impacto positivo nos sistemas solares (2%-9% nos fotovoltaicos e 6%-10% nos térmicos). Prevê-se ainda que o aumento de temperatura ambiente não afectará significativamente a eficiência dos sistemas, aliás, poderá ainda potenciá-los, uma vez que carga térmica solicitada para aquecimento de águas será reduzida. Os resultados obtidos no caso do recurso eólico não foram muito claros, mas ainda assim conjectura-se que haverá modificações a nível sazonal da distribuição de probabilidade de intensidade, havendo, porém, compensações anuais. Em relação à vertente marítima, não foram encontrados dados suficientes para estudar o impacto.

Para a biomassa, o normal é as alterações da precipitação, radiação solar e temperatura aumentarem a produtividade para fins energéticos deste recurso (queima directa e biocombustíveis), mas Portugal constitui um caso particular: o recurso em causa não tem um peso muito relevante no balanço energético, com a agravante de a sua disponibilidade estar muito condicionada por factores económicos e sociais (indústria de transformação de papel e da madeira), pelo que as alterações no clima não terão um impacto importante.

Apesar de se querer um futuro dependente das energias renováveis, não se deve esquecer que o sector das fontes fósseis também será alvo de impactos. A subida do nível médio do mar acarreta impactos em centrais eléctricas e outros sistemas energéticos que estejam instalados perto da costa. Segundo o estudo citado, ao se considerar uma subida de 50 cm, em Portugal nenhuma central eléctrica ficaria comprometida, nem mesmo a que tem a cota mais baixa (Setúbal), porém refinarias como as do Barreiro e Leça da Palmeira poderiam ser afectadas. Em suma o impacto da subida do nível médio do mar não será significativo, dado que o seu crescimento será gradual, permitindo alterações nas estruturas destes edifícios, que normalmente se encontram em zonas portuárias, que terão que ser renovadas para poderem funcionar. O principal impacto está na eventualidade de haver uma redução de água para arrefecimento das centrais térmicas. As que estão junto à costa não padecem deste mal (Setúbal e Sines, por exemplo), mas em Portugal existem centrais que recorrem a rios como a de Tapada do Outeiro, Pêgo e Carregado. Os caudais dos rios em causa previstos devido às alterações do clima continuarão a ser seguros, mas é sempre necessário contar com impacto biológico do aquecimento do rio, que por ter menos caudal será acentuado.

1.2 O sector energético português

O sector energético português foi e continua a ser extremamente dependente do exterior, apesar de nos últimos anos se ter verificado uma tendência decrescente na importação de energia, atingindo em 2009 cerca de 81% ^[4] (ver anexo I), bem acima da média europeia (UE-27) de 53,9%.

Este valor, apesar de excessivo, é perfeitamente normal face ao cenário existente: a energia primária consumida em Portugal tem maioritariamente origem fóssil, e como no nosso território não existe o recurso ou então não está a ser explorado, a solução passa obviamente pela importação de carvão, gás natural e petróleo, que são as principais fontes de energia não renovável usadas. A produção de energia com fontes endógenas centra-se somente nas energias renováveis, com principal incidência na componente hídrica e recentemente na eólica, tendo uma tendência crescente.

Na figura seguinte está bem visível a hierarquia das fontes energéticas primárias nacionais em 2009: o petróleo continua a ser a principal fonte de energia, com metade da fatia; as energias renováveis já estão em segundo lugar, mas ainda estão muito dependentes do comportamento das hidroeléctricas, o que condiciona a sua contribuição anual (ver anexo I); o gás natural, tendo sido introduzido em 1997, está a ganhar um papel cada vez mais importante, no abastecimento energético e na produção eléctrica, tendo já ultrapassado os combustíveis sólidos (carvão e seus derivados), que por sua vez são a quarta fonte mais requisitada; a fechar encontra-se a importação de electricidade, que não é muito expressiva, e que depende do comportamento das renováveis.

Comparando com os nossos 27 parceiros europeus, consumimos mais cerca de 14% de petróleo, margem essa que eles obtêm através do nuclear, que não dispomos. Relativamente ao gás natural e aos combustíveis sólidos, estamos 10% e 5% abaixo da média europeia, respectivamente, mas em contrapartida recorremos duas vezes mais às energias renováveis.

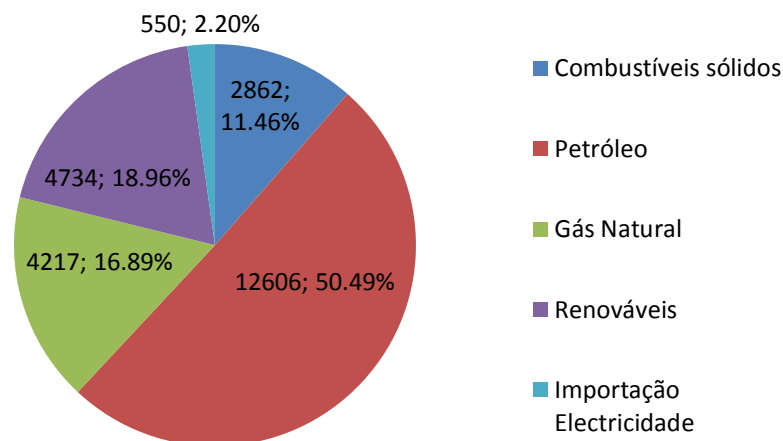


Figura 1.1: Consumo de Energia Primária em Portugal (ktep), por fonte, em 2009^[5];

Em relação ao consumo de energia final, os sectores que absorvem a maior fatia do bolo em Portugal são os transportes e a indústria com um peso conjunto de cerca de 70%, apesar dos sectores doméstico e de serviços terem vindo a aumentar a sua cota parte, fruto do desenvolvimento económico e melhoria das condições de vida, que acarretam por norma mais gastos energéticos.

Comparando com a UE a 27, os transportes continuam a ser o sector mais consumista, mas o sector residencial passa para segundo lugar, ultrapassando o industrial. Numericamente estamos acima da média em apenas dois sectores, em cerca de 7% (transportes), e de 4% (indústria). De resto nos outros sectores a cota parte está abaixo cerca de 9% (residencial), e de uma maneira marginal, 1% (serviços) e 0,30% (agricultura/florestas). No anexo I é possível verificar a evolução destes parâmetros.

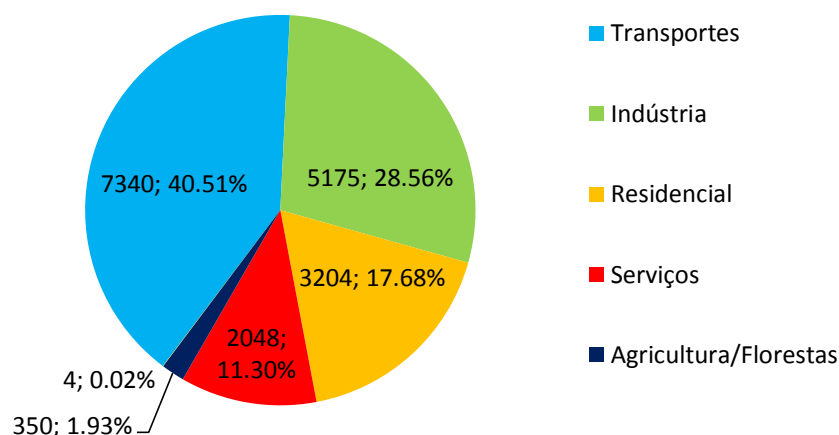


Figura 1.2: Consumo de energia final em Portugal (ktep), consoante o sector de actividade^[5];

Os principais indicadores energéticos podem ser visualizados na tabela seguinte:

Tabela 1.1: Principais indicadores energéticos, em 2009 ^[6].

	Portugal	UE-27
Energia per capita (toe/capita)	2,27	3,45
Intensidade de CO ₂ (tCO ₂ /toe)	2,21	2,26
Emissões CO ₂ (Mt)	53,14	132,47
Emissões CO ₂ per capita (tCO ₂ /capita)	5,00	7,63
Intensidade Energética (kgep /1000€PIB)	186,50	165,20

Comparando os valores, verifica-se que de uma maneira geral, em Portugal estamos abaixo da média europeia, o que de facto são óptimas notícias senão vejamos:

- cada português consome menos energia que os seus congéneres europeus, o que de uma maneira marginal implica emitirmos menos CO₂ por tep consumido;
- ao nível de emissões do mesmo poluente, são emitidos menos 40% que na média europeia, o que é bastante favorável, o que implica que cada cidadão lusitano emite menos CO₂;

Em termos económicos, a intensidade energética portuguesa tem sofrido aumentos e reduções nos últimos anos, sendo necessários 186,5 kg de equivalente do petróleo para gerar 1000€ de riqueza em Portugal (PIB), actualmente (ver anexo I). Comparando com o resto da Europa, estamos acima do valor médio de 165,2 kgep /1000€PIB (UE a 27). Note-se que estes valores são obtidos assumindo como referência o PIB a preços constantes do ano 2000. Com esta comparação constata-se que em Portugal se gasta mais energia para gerar riqueza, fruto do aumento dos consumos nos sectores dos transportes, serviços e residencial, causados pela melhoria das condições de conforto.

O consumo de energia eléctrica tem aumentado de forma consistente nos últimos anos, tendo no período de 2000 a 2009 crescido cerca de 25% (ver anexo I). Segundo os dados mais recentes, em 2010 o consumo voltou a subir para 52,2TWh ^[7], depois de uma queda nos dois anos anteriores. Note-se que estes resultados para 2010 são ainda provisórios.

Relativamente à produção de electricidade, este ano foi atípico, uma vez que a origem da maior parte dessa energia foi renovável (52%), com a hídrica à cabeça (29,71%), seguida da eólica (16,33%), biomassa (4,71%), fotovoltaica (0,38%) e geotérmica (0,35%). Isto deveu-se a ser um ano particularmente chuvoso, daí o forte contributo das hidroeléctricas. Em relação à energia eólica, os resultados obtidos estão em consonância com a aposta feita na sua proliferação, contando em Dezembro de 2010 com 3937 MW de potência instalada.

A produção de electricidade com origem térmica foi assim relegada para segundo lugar com 43% do total. Assim sendo as centrais termoeléctricas e de cogeração mais importantes foram, as de gás natural, carvão e petróleo, com uma penetração de 26,60%, 12,90% e 4,12%, respectivamente. A restante fatia foi importada (4,71%).

A política energética a seguir deve ter por objectivo o abastecimento de energia de uma forma sustentável, competitiva e segura. Nesse sentido a diversificação de fontes energéticas terá um papel importante. Em Portugal já se começa a verificar esta tendência, com as renováveis a começarem a ter o papel principal, pelo menos no sector eléctrico. Ainda assim a dependência do exterior é muito acentuada, principalmente no que concerne ao petróleo, pelo que urge a adopção de medidas para o seu desuso gradual e consumo eficiente, sobretudo no sector dos transportes. Uma outra medida importante a tomar é a de tornar todo o sector muito mais eficiente, pois ao gastarmos mais energia para gerar riqueza, com o aumento do preço da energia não é possível sermos competitivos, implicando ainda a importação de mais energia, o que não é de todo um cenário sustentável.

1.3 Climatização: o impacto no sector energético

A climatização é predominantemente usada nos sectores dos serviços e doméstico que juntos, como foi referido acima, representam cerca de 29% da energia final consumida em Portugal, ou seja, 5252 ktep. Com um peso destes será que a climatização consegue influenciar o sistema energético português, podendo levar a problemas de picos de consumo?

Segundo dados da DGEG, a climatização absorve 22% da energia do sector doméstico, estando apenas atrás da cozinha e do aquecimento de águas (39,1% e 23,5%, respectivamente) ^[8]. Apesar do tipo de climatização mais comum ser o aquecimento, o arrefecimento começa a ganhar uma certa importância, uma vez que quase um quarto (22,6%) do parque habitacional português já dispõe de equipamentos de arrefecimento ambiente.

No sector dos serviços, a climatização já é comum, sendo mais fácil referir os locais que resistem à colocação de tecnologia do género como pequenas lojas, serviços públicos, estabelecimentos de ensino e igrejas, havendo excepções, obviamente. Relativamente a escritórios, bancos, hospitais, hotéis, cinemas e restaurantes, como têm que garantir as condições de conforto estabelecidas como “normais”, a solução passa por sistemas de climatização, como o ar condicionado e afins.

A resposta à pertinente questão que se colocou é claramente afirmativa! Um caso bem evidente desse impacto é quando ocorrem eventos climáticos extremos, como ondas de frio ou calor. Como esta dissertação se centra no tema do arrefecimento, foi estudado, obviamente, o impacto das ondas de calor no diagrama de cargas português. No ano de 2009 ocorreram algumas ondas de calor, em que a temperatura do ar permaneceu com valores muito superiores aos respectivos valores médios, como se constata na seguinte tabela, que contém a duração das mesmas consoante a estação meteorológica, na onda de calor registada entre 10 e 22 de Junho.

Tabela 1.2: Duração da onda de calor em Junho de 2009 ^[9];

Local	Início	Fim	Nº de dias onda calor
Setúbal	11/06	21/06	11
Amareleja	11/06	21/06	11
Sines	12/06	21/06	10
V.R S ^{to} António	10/06	17/06	8
Faro	10/06	16/06	7
Sagres	12/06	18/06	7
Dois Portos	16/06	21/06	6
Sintra	16/06	21/06	6
Mértola	16/06	21/06	6
Guarda	17/06	22/06	6
Penhas Douradas	17/06	22/06	6

No decorrer desta onda de calor contabilizaram-se a quantidade de dias com temperatura máxima superior a 25°C e 30°C, tendo os valores mais altos sido registados no interior do Alentejo (Amareleja). Destaque também para o número de dias com temperatura mínima superior a 20°C, as chamadas noites tropicais, que neste período bateram os valores médios de 1971-2000, tendo sido registadas em Faro, por exemplo, 11 noites do género.

Sabendo da existência da onda de calor, pela visualização do seguinte diagrama de cargas fornecido pela REN, é perceptível que:

- Houve um aumento de energia solicitada do dia 11 para o 12 de Junho, fruto do início da onda de calor;
- Ainda na comparação entre os dias 11 e 12, no período das 12h às 18h, em que por norma o consumo decresce, com a onda de calor este manteve-se quase constante, decrescendo gradualmente, quando se esperaria uma redução de potência solicitada. O motivo é a tentativa de se obter conforto térmico, que promove o uso de sistemas de arrefecimento convencionais

assim como para o obter mais frio industrial (fileira agro-alimentar, por exemplo), ditando um aumento da procura eléctrica nesse período;

- O consumo eléctrico nos últimos dias da onda de calor é bastante superior ao do início, chegando a ser 50% mais elevado, quando comparando o consumo às 16h30 do dia 11 com o dia 22;

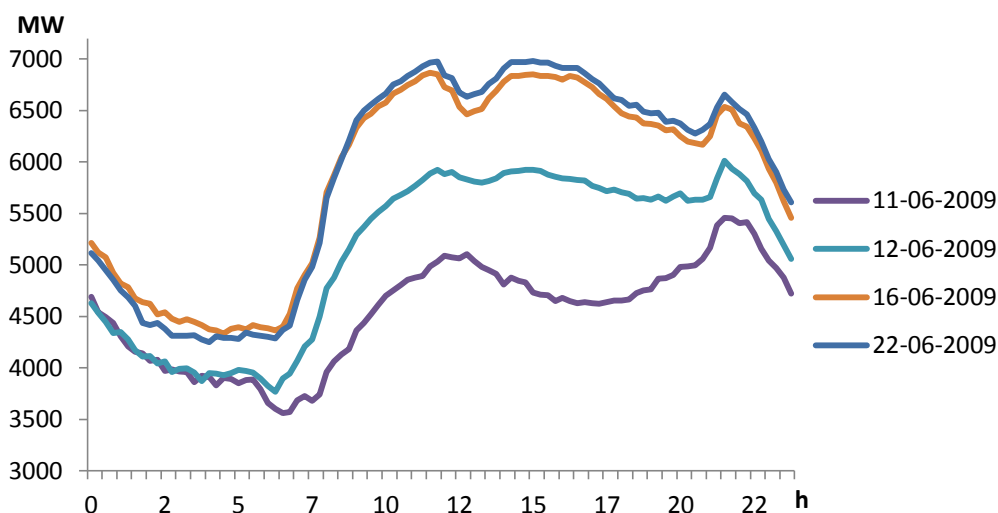


Figura 1.3: Diagrama de carga português, em 2009 ^[10];

Com a prova de que a climatização consegue influenciar o sector energético português, torna-se evidente que é necessária a aposta em aplicações capazes de aliviar o diagrama de carga nacional.

1.4 Porquê apostar no Arrefecimento Solar?

Como já foi mencionado, nos países industrializados os edifícios são o sector que mais energia consome, devido às várias aplicações existentes como o aquecimento, águas quentes sanitárias (AQS), iluminação, ar-condicionado, entre outros. Prova disso é a realidade europeia, em que o sector em causa absorve quase metade da energia final anual (40%), o que implica a emissão de um terço dos GEE. Desse bolo o sector residencial representa a maior fatia, com um peso de 70% do total, que se traduziu em 252Mtoe em 1998 ^[11]. Mais preocupante é o facto do consumo de energia para arrefecimento através de ar-condicionado estar a aumentar consideravelmente, mesmo para países com climas dominados pela estação de aquecimento. Segundo estudos da UE, em 1996 o consumo europeu para sistemas de 12kW colocados em pequenos quartos era de 11.000GWh. A mesma fonte previu um aumento de factor 4 para 2020, ou seja, serão necessários 44.000GWh na altura ^[12]. O aumento das cargas térmicas, a procura por melhores padrões de conforto, e as novas tendências de arquitectura, que apostam cada vez mais em edifícios de vidro, são os principais motivos para este quadruplicar de procura energética.

Esta problemática está bem evidenciada nos países do sul da Europa, onde Portugal se encontra. Devido aos seus Verões quentes e húmidos, o arrefecimento de edifícios faz parte das preocupações há muito tempo. Para suprimir esta problemática apostou-se em equipamentos de arrefecimento ditos convencionais, como o ar condicionado e a ventilação mecânica, mas o seu uso intensivo introduziu novos inconvenientes, como picos de consumo eléctricos que causam problemas no fornecimento de energia, um aumento de consumo de electricidade, não esquecendo que existe a agravante de em anos menos chuvosos, as centrais hidroeléctricas não conseguirem responder aos picos de consumo, o que potencia o uso de sistemas electroprodutores com origem fóssil. Há que contar ainda com os problemas ambientais provenientes do uso de fluídos frigorigéneos, que destroem a camada de ozono, e o aumento da geração de energia, que convencionalmente terá origem fóssil.

Apesar de serem tecnologias maduras e já com uma taxa de penetração de mercado considerável, os sistemas solares térmicos (SST) não têm um papel significativo no mercado da climatização devido à discrepância sazonal entre a procura de aquecimento e a oferta de radiação solar, o que implica o uso de tecnologias de apoio convencionais.

Sendo assim, a aposta no arrefecimento solar ganha todo o sentido, uma vez que:

- Em primeiro lugar aproveita um recurso energético endógeno;
- Permite aliviar a rede eléctrica quando esta está a ser mais necessária (o pico solar coincide com os picos de consumo eléctricos);
- Tem a vantagem de se poder armazenar o frio, para usar só quando necessário;
- As necessidades de arrefecimento coincidem com o pico de disponibilidade solar existente no Verão, como se constata pela seguinte figura;

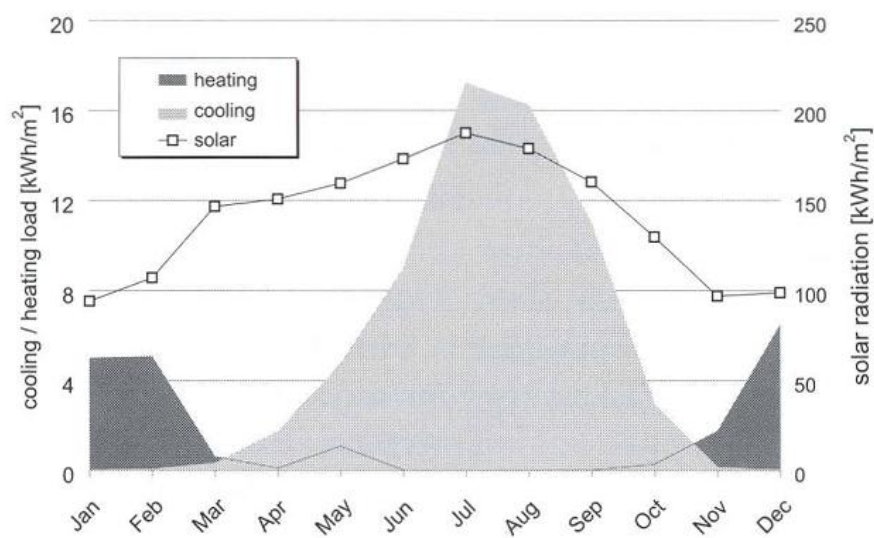


Figura 1.4: Cargas de arrefecimento, aquecimento e radiação solar para um local no Sul da Europa [12].

Os sistemas de arrefecimento solar têm ainda a vantagem de conseguirem colmatar os requisitos dos sistemas convencionais:

- O consumo de electricidade pode ser até 20 vezes inferior em comparação a um sistema convencional de compressão;
- Os fluídos frigorigéneos a utilizar são inofensivos para o meio ambiente pois consistem em água e soluções salinas;
- O incómodo sonoro provocado pelo compressor é muitas vezes anulado ou minimizado [13];

Torna-se então evidente que a exploração dos sistemas solares (térmicos e/ou fotovoltaicos) ao longo do ano, para aquecimento e arrefecimento, aumenta a performance dos sistemas de climatização.

Actualmente os sistemas existentes não são economicamente competitivos, devido ao seu custo avultado e ao baixo preço da energia usada nos sistemas convencionais a gás e electricidade.

A maneira de justificar a opção pelo arrefecimento solar passa por tornar o conceito maduro economicamente, pois ao nível técnico já o pode ser considerado. Isto atinge-se reduzindo o custo dos diferentes componentes que constituem estes sistemas (*chillers* e colectores solares, por exemplo), o que apenas irá suceder quando se criar uma fileira industrial que aposte na produção em grande escala. Até lá o objectivo passa por continuar a melhorar a concepção dos sistemas, à medida que o preço da

energia continua a aumentar, o que fará o arrefecimento solar uma alternativa interessante em todos os aspectos.

É ainda relevante falar no sistema que competirá directamente com o arrefecimento solar: as bombas de calor (BC). Estes sistemas têm vindo a tomar cada vez mais um papel significativo na climatização, senão vejamos^{[14][15]}:

- Tem a capacidade de gerar calor e frio, com uma eficiência elevada (podem atingir os 450%);
- Há uma grande variedade de tipos de BC (ar-ar, água-ar, ar-água, água-água, solo-ar), o que as torna um sistema flexível na medida em que podem ser adaptadas a diversos consumos de calor;
- São bastante fiáveis, tendo um baixo custo de exploração, pois apenas uma pequena fracção é consumo eléctrico, o restante é proveniente de fontes energéticas “gratuitas”;
- As emissões de GEE, nomeadamente o CO₂, são significativamente inferiores às restantes, especialmente em relação às caldeiras de aquecimento;
- Está preparada para utilizações de calor a baixa temperatura (até 65°C), nomeadamente nos sectores residencial e de serviços;
- Requer pouca manutenção, pois tem poucas peças móveis;

Ainda assim as BC têm ainda algumas limitações:

- Quando as temperaturas exteriores são baixas, o diferencial térmico entre a temperatura mais alta e a mais baixa é elevado, o que reduz muito a eficiência das BC;
- O custo do equipamento e a sua instalação é ainda muitas vezes um entrave, dependendo do tipo de BC escolhido;
- Nas BC geotérmicas é necessária uma área considerável de terreno para enterrar os tubos, e as em que uma das fontes é ar conseguem ser muito barulhentas, devido ao ventilador mecânico;
- A maior parte dos sistemas de aquecimento existentes no sector residencial estão preparados para temperaturas de operação de 70-90°C, longe dos 65°C atingidos pelas BC.

No que toca a comparações com o arrefecimento solar, ainda que as BC consumam pouca electricidade, o seu impacto terá alguma importância, não aliviando tanto assim a rede eléctrica nos picos de consumo. O conceito das BC é retirar/inserir o calor consoante as necessidades térmicas, não promovendo o armazenamento de energia excedentária, ao invés do arrefecimento solar.

Ainda assim é complicado comparar estas tecnologias, pois apenas têm a refrigeração em comum: as BC ainda conseguem efectuar aquecimento, sendo por isso mais completas.

A melhor abordagem ao assunto continua a ser a verificação caso a caso. Numa pequena habitação sujeita a grandes amplitudes térmicas anualmente faz sentido apostar na tecnologia de BC para climatização do espaço. Agora um pequeno espaço comercial com grandes cargas térmicas provenientes da iluminação e de algumas máquinas que eventualmente existam, no inverno o aquecimento é promovido por estes ganhos, e no verão, para que o calor não seja excessivo, um sistema de arrefecimento solar faz todo o sentido.

2. Caracterização do recurso solar em Portugal

2.1 Energia solar disponível

A radiação solar não é mais que a energia electromagnética emitida pelo sol (46% infravermelho, 47% visível e 7% ultravioleta), que quando atinge a atmosfera terrestre, interage com ela, produzindo temperaturas na superfície da Terra na ordem dos 220-320K. Actualmente a média terrestre ronda os 288K, apesar de ter tendência crescente, devido ao aquecimento global. O sol é assim o responsável pela dinâmica da atmosfera de Terra, que permite a existência de vida, graças às condições climáticas que provoca.

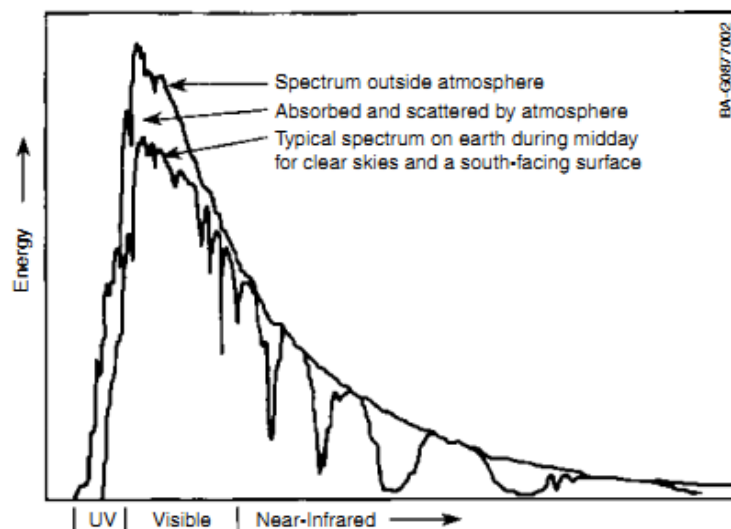


Figura 2.1: Comparação entre a distribuição espectral solar no espaço, ena Terra ^[16],

Dado que o sol se comporta como um corpo negro, radiando energia a 6000K, a sua intensidade varia em função do comprimento de onda, sendo então possível estimar a quantidade de radiação solar que incide sobre uma superfície na Terra.

A radiação solar extraterrestre é a quantidade de energia que está disponível por cima da atmosfera terrestre. Esta energia não é constante, variando devido à órbita elíptica em torno do sol, tendo sido verificado que a radiação extraterrestre aumenta cerca de 7% ^[16] entre 4 de Julho e 3 de Janeiro, altura em que a órbita da Terra atinge o ponto mais perto do sol. Mesmo assim esta é denominada de constante solar, porque o seu valor não tem variado muito ao longo do tempo. O valor estimado é de cerca de 1370W/m², mas em 1981 foi adoptado pela Comissão de Instrumentos e Medidas da Organização Meteorológica Mundial o valor de 1367 Wm⁻² ^[17].

O eixo da Terra tem uma ligeira inclinação de 23,5° em relação ao plano da sua órbita em torno do sol, que provoca dias mais longos no hemisfério Norte durante os equinócios da Primavera e Outono (23 Março e 22 de Setembro), e no hemisfério Sul durante os outros 6 meses. Apenas nos dias referidos é que ambos os hemisférios têm 12h de dia e de noite, pois o sol está directamente sobre o equador, estando os dois pólos equidistantes relativamente ao sol.

Esta ligeira inclinação provoca variações de radiação solar bem visíveis, pelo menos nas latitudes temperadas compreendidas entre os 23,45° e os 66,5°, nos dois hemisférios. A título de exemplo, para a latitude 40°N, a radiação solar extraterrestre total média que incide numa superfície horizontal “virtual” no topo da atmosfera varia entre os 3,94kWh/m² em Dezembro e os 11,68kWh/m² em Junho.

Assim se verifica como a radiação solar extraterrestre varia com a localização e estação do ano.

Para se estimar a radiação que incide num local, torna-se necessário conhecer a posição do sol em relação a esse mesmo local, através de 3 parâmetros: a latitude, L , o ângulo horário, W , e a declinação solar do momento (δ).

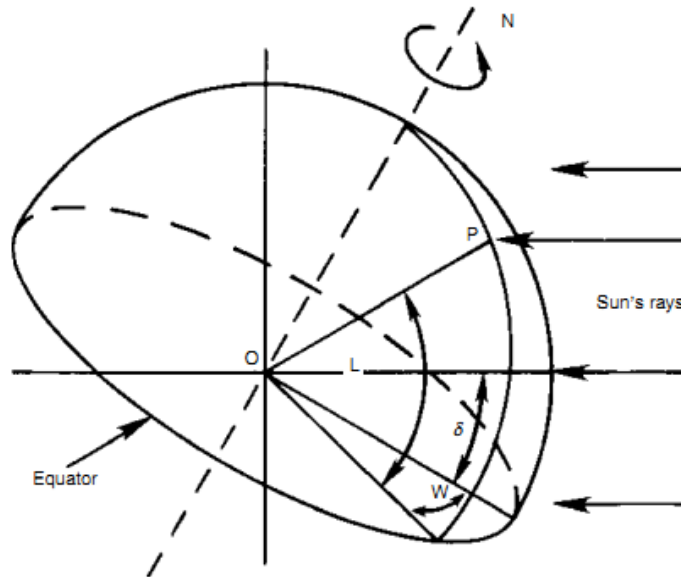


Figura 2.2: Geometria solar: Latitude, ângulo horário e declinação solar ^[16].

- A latitude (L) é a distância angular a norte ou sul do equador, medida em graus ao longo do meridiano;
- O ângulo horário (W) é medido no plano equatorial, consistindo no ângulo duas linhas: uma é a linha compreendida entre a localização e o centro da Terra e a outra é a linha entre o centro da Terra e o centro do sol. O ângulo horário exprime a hora do dia relativamente ao meio dia solar, em que uma variação de 15° corresponde a uma hora. Assim ao meio dia solar as linhas são coincidentes, logo o ângulo entre ambas é zero. Por convicção a direcção oeste é referida como a positiva.
- A declinação solar (δ) é o ângulo entre o plano equatorial e a linha compreendida entre os centros da Terra e do sol. A declinação varia ao longo do ano, sendo $-23,45^\circ$ no solstício de inverno (21 de Dezembro) e $+23,45^\circ$ no solstício de verão (22 de Junho).

A partir do momento que atravessa a atmosfera da Terra, a radiação solar começa a interagir com os gases e partículas em suspensão, sendo então dividida, onde uma parte é absorvida e a outra difundida em todas as direcções. Como as condições atmosféricas estão em constante alteração, a maior parte das vezes imprevisivelmente, o sol está em permanente deslocamento e a topografia da superfície terrestre não é sempre igual, torna difícil a estimação da quantidade de recurso solar para um dada hora e localização.

É do conhecimento geral que a radiação solar que finalmente atinge a superfície horizontal da Terra, num dado local, é constituída por:

- Radiação directa, proveniente directamente do sol;
- Radiação difusa, resultado da dispersão provocada por constituintes atmosféricos como as nuvens e os aerossóis;

A irradiância global, que consiste na energia por unidade de área e tempo, não é mais que o somatório destas duas anteriores (directa e difusa).

As nuvens funcionam mesmo como um filtro, absorvendo ou dispersando radiação solar. As que se situam a um nível médio e baixo são, geralmente, opacas, bloqueando a radiação solar directa. Por sua

vez, as que se encontram a um nível superior são, por norma, translúcidas, dispersando a radiação directa em vez de a bloquear.

Face às condições atmosféricas, existem dois cenários distintos:

- Em dias soalheiros com céu limpo a maior parte da radiação solar que alcança a superfície no plano horizontal é directa (80-95%), e a difusa fica-se por uma pequena fracção do total (5-20%). Neste cenário a energia que incide na superfície terrestre é, ao meio dia solar, 1000W/m^2 .
- Em dias de céu nublado, a radiação solar que alcança a superfície da Terra é inteiramente difusa (100%). Nestes dias a energia incidente na horizontal, ao meio dia solar, pode chegar a ser inferior a 100W/m^2 .

Quando se pretende determinar a quantidade de energia disponível na superfície terrestre, mas agora num plano inclinado, à radiação global referida anteriormente tem que se juntar a radiação reflectida.

A reflectividade no solo, ou albedo, consegue assim afectar a quantidade de energia disponível numa superfície inclinada, como um colector solar. A título de exemplo, caso exista neve no chão, num dia nublado, a radiação difusa que é reflectida é bastante aumentada.

A quantidade de radiação solar que atinge a superfície terrestre num determinado local depende de vários factores, como a hora do dia, estação, albedo da superfície, latitude, longitude, condições meteorológicas e a translucidez da atmosfera.

Em termos de disponibilidade, esta varia com a estação do ano e a hora do dia. Fazendo um apanhado da disponibilidade solar em função da hora do dia sabe-se que a irradiação global total é geralmente maior ao meio dia solar, quando o caminho que os raios solares fazem na atmosfera é menor do que ao início da manhã e ao fim da tarde, quando estes têm que fazer um caminho mais longo para atingir a superfície terrestre. Este comportamento deve-se a quanto maior for o tempo de permanência da radiação solar na atmosfera, maior será a absorção e dispersão provocada pelos agentes atmosféricos.

2.2 Energia solar disponível em Portugal

Portugal, como já começa a ser do conhecimento comum, apresenta níveis de radiação solar bastante favoráveis, sendo dos países europeus com maior quantidade disponível deste recurso, com cerca de 2200h a 3000h de sol anuais, valor muita acima das 1200h que se encontra, por exemplo, na Alemanha.

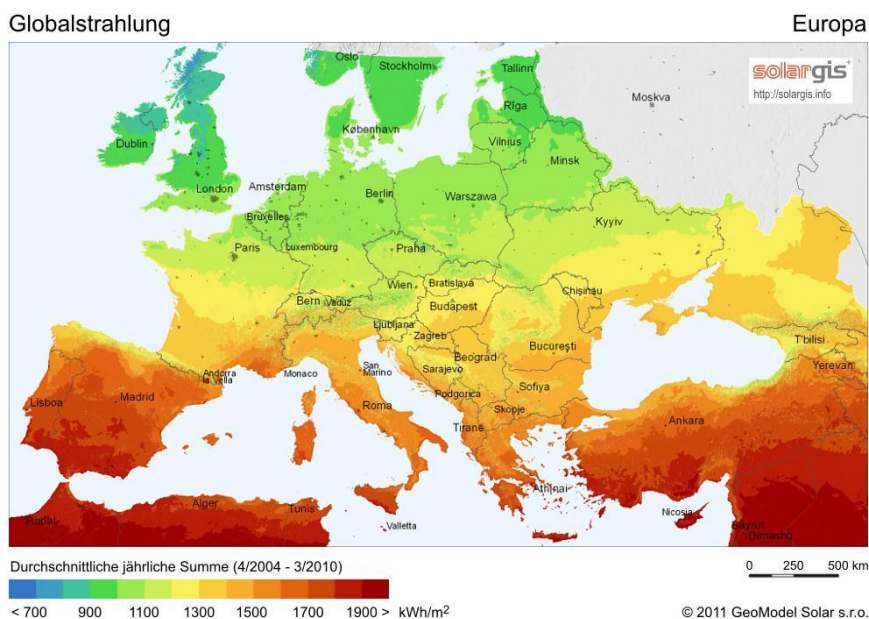


Figura 2.3 :Radiação Global média anual na horizontal, na Europa ^[19].

Sendo um país extremamente dependente do exterior ao nível energético, ao se aproveitar o potencial estimado de 2,8 milhões de m² de CST, essa dependência seria significativamente reduzida, a título de exemplo.

O recurso solar existente em Portugal tem sido caracterizado ao longo dos anos, sendo possível observar na seguinte figura a distribuição em Portugal Continental do número de horas de sol diárias e da radiação global média anual na horizontal.

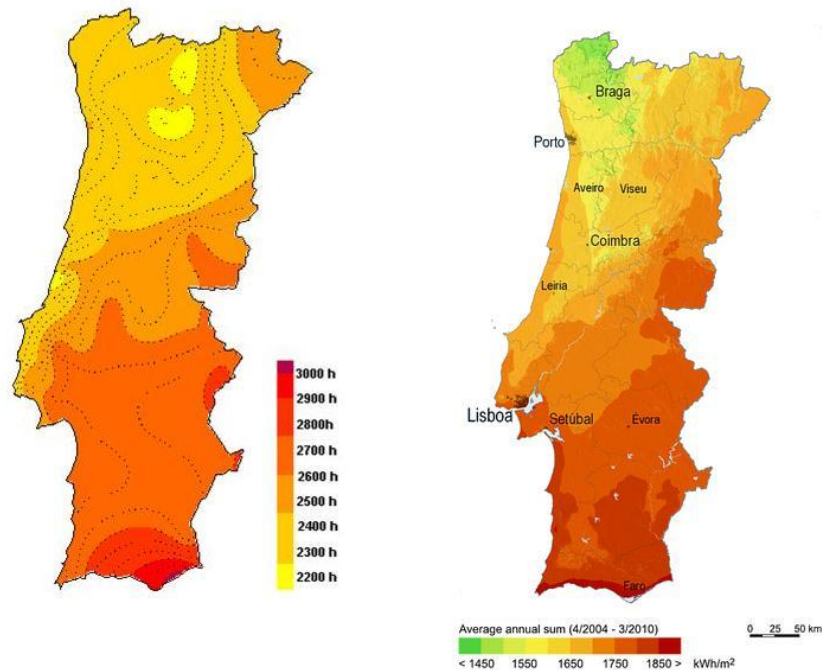


Figura 2.4: Mapa do número de horas de sol^[18] e da radiação global média anual incidente no plano horizontal^[19] em Portugal;

Como se constata nesta figura, o sul do país possui o maior número de horas deste recurso, que se traduz numa quantidade de energia superior, chegando a ter perto de 1900kWh/m² na horizontal, anualmente. Já no norte do país, na região minhota, dado que tem uma disponibilidade solar menor, os valores médios de radiação são 1450kWh/m². Assim verifica-se que a variação de radiação global diária na horizontal entre o norte e o sul de Portugal Continental é de cerca de 28%. Ainda assim é visível que mais de metade do país tem disponível, num ano, mais de 1650kWh/m², o que é óptimo. Ainda assim investe-se pouco neste recurso, ao invés da Alemanha, onde têm um mercado muito mais acentuado, apesar de “só” terem disponíveis cerca de 1000kWh/m² por ano (1200kWh/m² no melhor local).

Recorrendo à aplicação *Solterm*, realizando uma média entre Porto, Lisboa e Faro, dá para ter uma percepção da energia disponível em Portugal Continental por dia, consoante a altura do ano, como se constata pela seguinte figura.

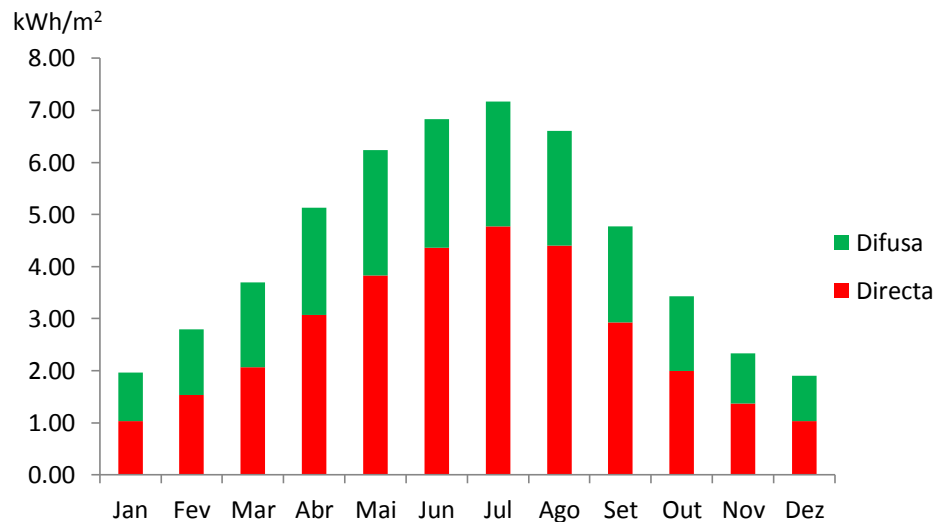


Figura 2.5: Radiação global, directa e difusa diária na horizontal em Portugal Continental, ao longo do ano ^[20].

A figura acima ilustra bem a variação anual do recurso solar, havendo, obviamente, maior disponibilidade no verão. Verifica-se ainda que a radiação directa é a principal fonte de radiação solar na maior parte do ano, apesar de nos meses de inverno (principalmente em Dezembro e Janeiro), ser quase equivalente à difusa.

Com este capítulo é possível verificar que Portugal Continental tem características óptimas para a aplicação de sistemas solares (térmicos ou fotovoltaicos), pois dispõe de uma disponibilidade solar bastante favorável.

3. Arrefecimento Solar – Estado da arte

A temática do arrefecimento solar, por não ser do conhecimento público em geral, é normalmente associada a uma tecnologia recente, o que não corresponde à verdade. Na realidade a primeira demonstração de uma máquina de arrefecimento assistida a energia solar, construída por Augustin Mouchot, decorreu na Exposição Mundial de Paris, já lá vai o ano de 1878. Depois esta matéria foi profundamente estudada em países como o Japão e os Estados Unidos da América, principalmente durante os anos 80, tendo decrescido na década seguinte, devido ao preço convidativo da energia.

Actualmente, com o aumento da consciência ambiental, o interesse em reduzir o consumo energético e de emissões de GEE voltou em força, trazendo ainda outras preocupações como a eliminação do uso dos fluídos frigoríficos convencionais, que como já foi referido, são prejudiciais ao ambiente.

Pelos motivos transcritos tornou-se necessário desenvolver não só toda a tecnologia de climatização de edifícios existente, como novos conceitos. Assim a corrida pelo arrefecimento solar ganhou novo fôlego, pelo que actualmente existem várias tecnologias disponíveis, mas em diferentes estados de desenvolvimento.

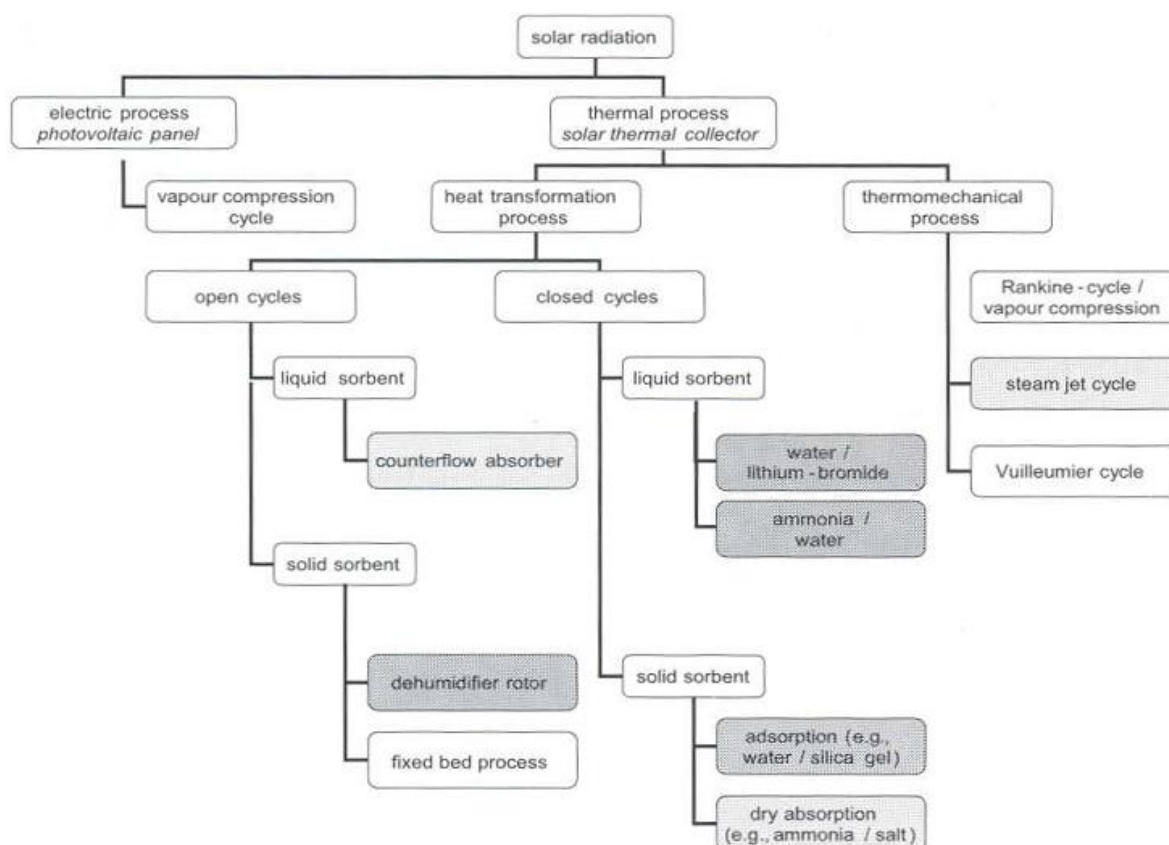


Figura 3.1: Métodos físicos existentes para o uso de radiação solar em arrefecimento de edifícios^[12];

Como se verifica pela figura anterior, existem dois processos possíveis de converter a energia solar para arrefecimento de edifícios: o eléctrico e o térmico, que recorrem a painéis PV e colectores solares, respectivamente.

Em teoria, pelo facto de ambas as tecnologias solares estarem num bom estado de desenvolvimento, poderia levar a uma certa competição/incerteza na escolha da melhor opção. Na prática a melhor opção depende do projecto em causa!

Fazendo uma análise ao processo eléctrico, a sua simplicidade parece ser um trunfo, uma vez que recorre apenas a um sistema convencional (ciclo de compressão de vapor), com a nuance de a energia eléctrica ser gerada por um conjunto de painéis PV, que podem estar ligados à rede de distribuição de

energia ou num sistema isolado. Actualmente, a forma de rentabilizar o mais rápido possível os sistemas PV, é ligá-los à rede pública, vendendo a energia gerada a um preço superior à que é adquirida do distribuidor (a lei da microgeração praticada em Portugal, por exemplo). Da perspectiva do sistema de climatização, a utilização de um sistema PV ligado à rede é então pouco interessante, pois o ganho energético não é directo. Agora se for um sistema isolado, em que a electricidade gerada é canalizada para a climatização, o ganho já pode ser considerado directo.

Relativamente ao processo térmico, a figura anterior demonstra bem a quantidade de opções que podem ser exploradas na climatização gerada por energia solar. Note-se que os processos marcados a cinzento-escuro (4) já têm tecnologias disponíveis no mercado, e os que estão marcados a cinzento claro (3) estão na fase de testes.

De seguida encontra-se o estado de arte das tecnologias que recorrem apenas a processos térmicos, pois como já foi referido, os processos eléctricos funcionam conjuntamente com sistemas convencionais. Note-se que como não é do interesse desta dissertação aprofundar a complexidade das tecnologias de geração de frio, apenas será realizado um pequeno apanhado geral das principais tecnologias.

3.1 Tecnologias de transformação de calor em circuito fechado

Actualmente quando se fala em tecnologias capazes de transformar calor em frio num circuito fechado, é obrigatório mencionar os *chillers*. A função base destas máquinas é arrefecer um fluido frigorígeno, líquido ou sólido, através de um ciclo termodinâmico. De seguida serão descritos os principais tipos de equipamentos que existem nos dias que correm.

3.1.1 Chiller de Absorção – Fase Absorvente Líquido

De toda a gama de *chillers* disponível, os de absorção são os mais utilizados a nível mundial, grande parte devido ao seu princípio de funcionamento ser bastante similar aos sistemas de compressão mecânicos, com uma pequena diferença: a compressão térmica do fluido frigorígeno é obtida através de uma fonte de calor e não pelo dito compressor, o que permite uma poupança no consumo de electricidade.

O ciclo de absorção baseia-se no facto de o ponto de ebulição de uma mistura ser superior ao do líquido puro correspondente. A vaporização de um líquido extrai calor a baixas temperaturas (produção de frio). O vapor é comprimido a uma pressão alta, condensando a temperaturas altas (rejeição de calor). Esta compressão térmica é conseguida através de um absorsor e de um gerador. Para fechar o ciclo a pressão do líquido é reduzida, através de uma válvula de expansão. A repetição deste ciclo permite então a geração de frio.

Dentro da máquina o ciclo de absorção ocorre da seguinte maneira:

- No evaporador o fluido frigorígeno é evaporado, extraindo o calor de uma fonte quente a baixa temperatura, advindo daqui o efeito de arrefecimento;
- O fluido frigorígeno (no estado de vapor) é encaminhado para o absorsor, onde é absorvido numa solução líquida concentrada (absorvente). O calor latente da condensação e os ganhos de calor devem ser extraídos através de um sistema de refrigeração, pelo que o absorsor é arrefecido por uma torre de arrefecimento, para que o ciclo possa continuar, e de uma maneira eficiente.
- A solução concentrada é bombeada para os componentes ligados à fonte de calor (gerador), onde é aquecida acima da sua temperatura de ebulição, para que o vapor do fluido frigorígeno seja libertado a uma pressão alta. A solução diluída resultante é reencaminhada para o absorsor.
- O vapor do fluido frigorígeno é condensado no condensador, onde o calor é rejeitado. O condensador é refrigerado a água, por norma, para expelir o calor que não é aproveitado.

- O fluido frigorigéneo condensado é então encaminhado para uma válvula de expansão, onde a sua pressão baixa, ou seja, expande, seguindo depois para o evaporador, fechando o ciclo.

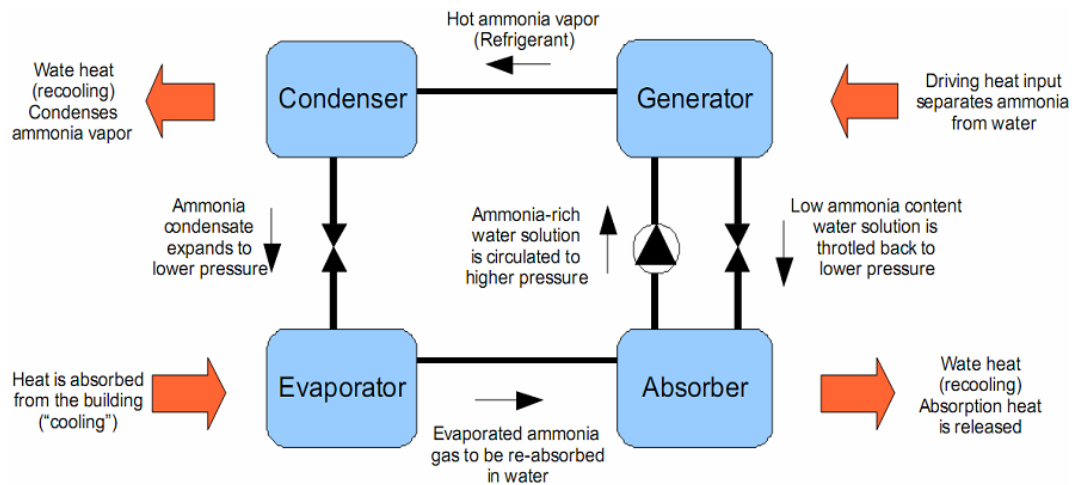


Figura 3.2: Exemplo do ciclo de absorção, neste caso de Amónia/Água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) ^[21],

Os fluídos frigorigéneos utilizados dependem da ordem de temperatura da fonte de calor a baixa temperatura:

- Para sistemas de ar-condicionado, em que a temperatura da fonte de calor fria (no evaporador) é superior a 5°C, recorre-se ao par água/ brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) arrefecido a água.
- Em sistemas de refrigeração, em que a temperatura da fonte de calor fria (no evaporador) é inferior a 5°C, opta-se pelo par amónia/água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), arrefecido a água ou ar.

Em termos energéticos, a capacidade de arrefecimento deste género de *chiller* atinge as várias centenas de kW, podendo aproveitar o calor dos colectores solares, *district heating*, co-geração e de qualquer outra fonte calor que de outra forma seria desperdiçado. O COP varia consoante o tipo de máquina:

- Para *chillers* de efeito-simples, em que a temperatura da fonte quente se situa acima dos 80°C, o COP varia entre os 0,6 e os 0,8;
- Para *chillers* de efeito-duplo (com duas fases do gerador, ou seja, como que se dois de efeito-simples estivessem em cima um do outro) em que a temperatura da fonte quente se situa acima dos 140°C, o COP já se situa na ordem dos 1,2;

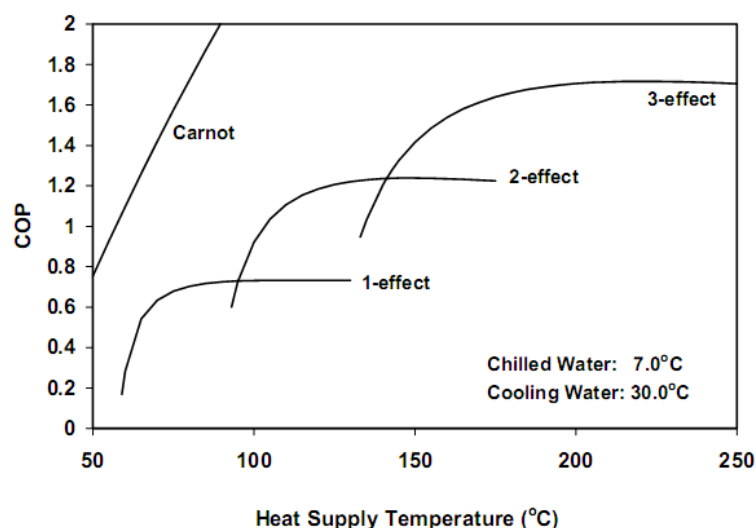


Figura 3.3: Performances dos *chillers* de absorção consoante a temperatura fornecida ^[22],

Recentemente foram desenvolvidos *chillers* de absorção com potências inferiores a 50kW, que vão mais de encontro às dimensões energéticas utilizadas em pequenos sistemas de climatização, o que é uma grande notícia para o arrefecimento solar de pequena escala. Estas máquinas trabalham com temperaturas da fonte quente de 65°C, conseguindo um COP de cerca de 0.7, pelo que torna interessante a combinação com sistemas solares térmicos. Prova ainda que este tipo de tecnologia ainda tem muitas vertentes para investigar e desenvolver^[23].

3.1.2 *Chiller* de Adsorção – Fase Adsorvente Sólido

A adsorção consiste na adesão de moléculas de um fluido a uma superfície sólida. Os *chillers* que recorrem a este processo físico, adsorvem o fluido frigorigéneo nas superfícies internas de um sólido altamente poroso, ao invés de absorver o dito fluido numa solução absorvente, como os seus primos anteriormente referidos. Esta tipologia de *chiller* recorre a variados tipos de pares como a água/ sílica de gel, água/ zeólito, entre outros, sendo que no mercado actual só existem máquinas com o primeiro par referido, que tem um efeito quimicamente neutro no ambiente.

O modo de operação destes sistemas também é diferente: enquanto que no ciclo de absorção o fluido frigorigéneo circula entre o absorsor e o gerador continuamente, no ciclo de adsorção este é alternadamente aquecido e arrefecido, sendo portanto muito periódico. O ciclo de adsorção consiste nos seguintes passos:

- No adsorvedor o fluido frigorigéneo previamente adsorvido é expulso através do uso de água quente (compartimento 1 da figura 3.4).
- No condensador o fluido frigorigéneo é condensado, e o calor gerado neste processo é removido por água de arrefecimento.
- O condensado é pulverizado no evaporador, evaporando a pressão baixa. O efeito de arrefecimento advém desta etapa.
- Para fechar o ciclo o vapor do fluido frigorigéneo é adsorvido no segundo adsorvedor (compartimento 2), sendo o calor arrefecido pela água de arrefecimento.

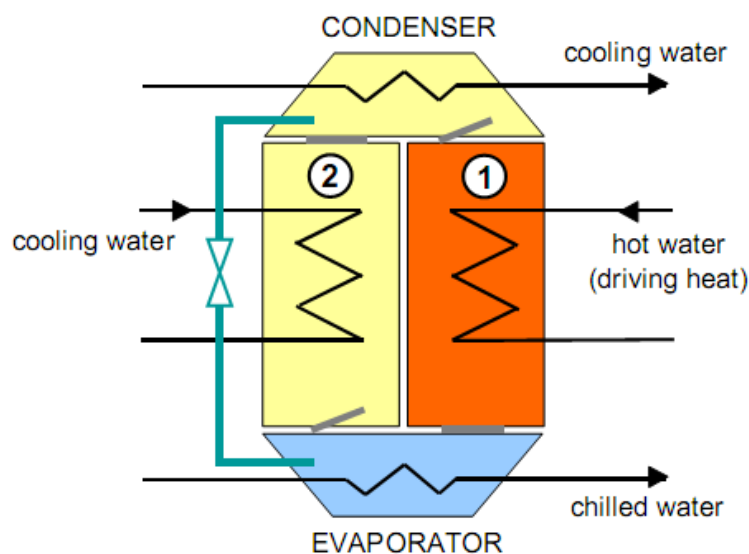


Figura 3.4: Princípio de funcionamento de um *chiller* de adsorção^[23].

No momento em que o compartimento 1 está preparado para expulsar o fluido frigorigéneo adsorvido e quente para o condensador, o 2 está pronto para encaminhar o fluido frigorigéneo adsorvido e arrefecido para o evaporador. A troca começa a ser feita, havendo um ponto em que ambos os

compartimentos estão à mesma temperatura, para que aja alguma recuperação de calor. Depois os compartimentos 1 e 2 começam a receber o fluido frigorigéneo frio e quente, para que possam aquecer e arrefecer o dito, respectivamente. Note-se que existe sempre um compartimento disponível para adsorver o vapor do evaporador. A figura seguinte ilustra bem as quatro fases deste ciclo ^[24].

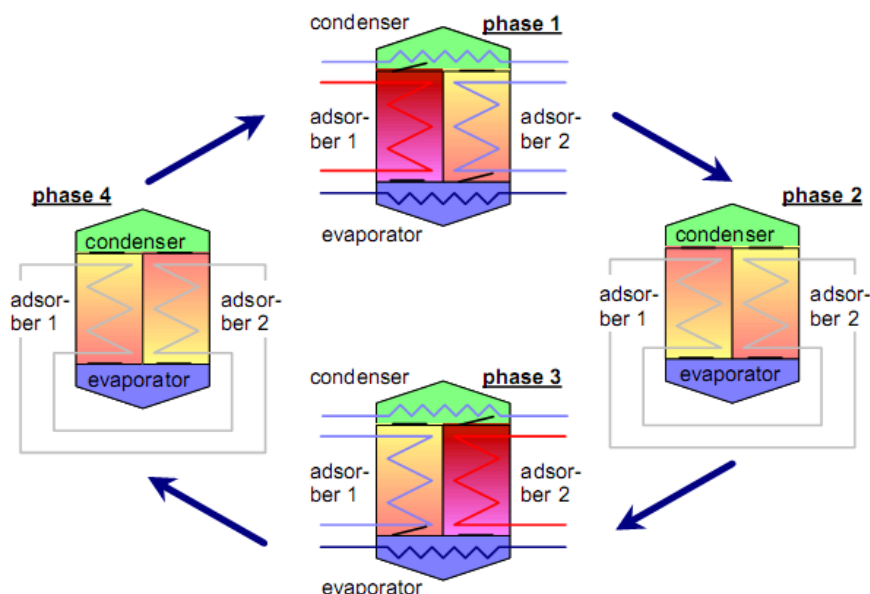


Figura 3.5: Esquema do ciclo de adsorção mais intuitivo, em que se percebe as 4 fases distintas. As fases 2 e 4 é quando existe recuperação de calor, e nas fases 1 e 3 ocorre a adsorção ^[24].

Este tipo de tecnologia ainda não é muito comum, sendo manufacturada, para já, por poucos fabricantes asiáticos. Estes sistemas têm capacidade para gerar entre 50 a 500kW térmicos (de frio neste caso) conseguindo alcançar um COP de 0.6, para temperaturas de fonte quente de cerca de 80°C, conseguindo em alguns casos atingir este desempenho mesmo para temperaturas de 60°C.

As suas grandes vantagens são a simplicidade de construção, aliada a uma grande robustez. Como não há o perigo de cristalização, não existem limites de rejeição de calor, e devido à inexistência de uma bomba circuladora, consome pouca energia eléctrica. O seu grande volume e peso são as principais limitações, sem esquecer que como existem poucos exemplares, o seu custo é ainda avultado. Ainda assim é uma tecnologia com grande margem de progressão.

3.2 Tecnologias de transformação de calor em circuito aberto

Nos dias que correm, com o desenvolvimento de tecnologias de desumidificação do ar através de sorção (por exsiccantes sólidos ou líquidos), acrescentou-se um novo conceito na área da transformação de calor em circuito aberto, que é uma alternativa bastante válida aos convencionais equipamentos de climatização por compressão de vapor.

De seguida será feito uma breve explicação do principal equipamento que existe actualmente.

3.2.1 Arrefecimento Exsicante e Evaporativo (DEC)

O princípio de funcionamento desta tecnologia é diferente dos *chillers* descritos anteriormente: enquanto que esses usam um meio líquido frio (água fria, por exemplo) para remover calor, os sistemas exsiccantes removem os ganhos de calor internos ventilando ar condicionado para o mesmo, daí só poderem ser usados para climatização. O fluxo de ar ventilado para o interior do edifício é arrefecido e desumidificado, de acordo com certas condições de conforto pré-estabelecidas.

Estes novos instrumentos estão preparados para produzir ar fresco climatizado directamente, podendo ainda ser combinados com os sistemas convencionais, melhorando a eficiência do sistema, uma vez que aumentam a temperatura do evaporador no ciclo de compressão.

A figura seguinte representa, de um modo simples, o funcionamento da tecnologia DEC com absorvente sólido.

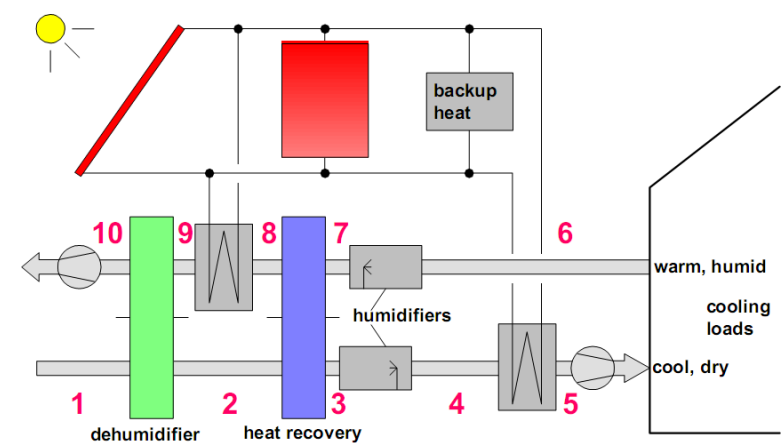


Figura 3.6: Esquema de um sistema DEC com exsicante sólido ^[23].

Apesar desta tecnologia permitir realizar aquecimento e arrefecimento, no âmbito desta dissertação apenas será descrito este último caso. Sendo assim o conjunto de processos em causa são os seguintes:

- 1 para 2: O ar ambiente exterior, quente e húmido, entra lentamente no volante exsicante que se encontra em rotação, sendo desumidificado pela adsorção de água;
- 2 para 3: Como o ar é aquecido pela adsorção, é canalizado para um volante de recuperação de calor, que permite pré-arrefecer o caudal de ar que será injectado para climatização;
- 3 para 4: O ar é humidificado e arrefecido por um humidificador controlado, consoante os requisitos pretendidos (temperatura e humidade do caudal de ar a injectar);
- 5 para 6: O ar arrefecido é injectado na sala a climatizar, e o ar “quente” é removido da mesma;
- 6 para 7: O caudal de ar removido da sala é humificado até perto do ponto de saturação, para se obter o máximo potencial de arrefecimento, para que no passo seguinte a recuperação de calor seja eficiente;
- 7 para 8: Recuperação de calor;
- 9 para 10: O volante exsicante é regenerado pela aplicação de calor a baixa temperatura (50° a 75°C), para permitir uma operação contínua deste processo;

Os processos não mencionados (4 para 5 e 8 para 9) consistem no aquecimento do ar para o modo de aquecimento, daí terem sido excluídos.

No LNEG existe um sistema deste género, que recorre aos colectores solares térmicos instalados na cobertura do edifício G. Este sistema DEC será um pouco “roubado”, uma vez que se pretende canalizar o fluido térmico aquecido nestes colectores para o sistema de arrefecimento que se irá estudar. Tudo isto será mais desenvolvido nos capítulos seguintes.

Relativamente aos sistemas com absorvente líquido, estes encontram-se numa fase muito avançada, próxima da introdução do mercado. Recorrendo a uma solução de água/ cloreto de lítio como material de sorção, a abordagem líquida permite obter algumas vantagens em relação à versão sólida, como uma taxa de desumidificação de ar superior, para a mesma gama de temperaturas, conseguindo ainda conservar mais energia, no armazenamento da solução usada. Esta opção torna-se assim mais um meio promissor de aplicação dos SST à climatização de edifícios.

4. Sistemas Solares Térmicos: Estado da arte e aplicações

Um colector solar térmico (CST) é, basicamente, um tipo especial de permutador de calor que converte a energia radiante proveniente do sol em calor. A diferença reside no facto de os permutadores convencionais fazerem a transferência de calor de um fluido para outro, a pequenas distâncias e com uma taxa de transferência alta, sem que a radiação tenha um papel muito activo nisso; já nos colectores solares térmicos a permuta é feita entre uma fonte de radiação longínqua (o sol, obviamente), e um fluido, com uma taxa limitada a 1100W/m^2 ^[25] (sem concentração óptica) sendo bastante variável no tempo.

Os sistemas solares térmicos podem ser considerados uma tecnologia madura, com mercado bastante interessante: em 2010, o mercado europeu (UE-27 e Suíça) instalou $2586\text{ MW}_{\text{th}}$, que correspondem a $3.694.940\text{ m}^2$ ^[26]. Segundo previsões da ESTIF, esta potência instalada gerou cerca de $17,3\text{TWh}$, evitando a emissão de 12 milhões de toneladas de CO_2 . Esta indústria tem ainda a capacidade de empregar 33.500 pessoas, atingindo um volume de negócios de 2.6 biliões de euros. Estes números foram conseguidos apesar do volume de negócios do sector ter decrescido 13% em relação a 2009, fruto da tão aclamada crise mundial. A potência instalada acumulada neste mercado é de $24.114\text{ MW}_{\text{th}}$.

Actualmente existe uma vasta gama de opções capaz de responder a diversas temperaturas de aplicação. Foram desenvolvidas várias tecnologias, cada uma com as suas características, referidas de seguida. Note-se que os colectores descritos abaixo são apenas aqueles que oferecem temperaturas de operação dentro dos limites necessários para o arrefecimento solar ($45^\circ\text{--}110^\circ\text{C}$), tendo sido descartados:

- Os colectores sem cobertura (operam a cerca de 30°C), mais indicados para aquecimento de piscinas, não atingindo a temperatura mínima necessária;
- Os colectores concentradores como os de calha parabólicos, Fresnel lineares, que chegam a atingir os 400°C , ultrapassam em muito o limite máximo necessário, estando mais vocacionados para processos industriais;

O armazenamento de calor é uma temática muito importante também, pois o calor fornecido pelos CST não é sempre constante, varia no tempo devido à variabilidade do recurso solar. Nesse sentido também será desenvolvida um pouco esta temática.

4.1 Colectores Solares Térmicos

4.1.1 Planos

Este tipo de colector é o mais comum em operação actualmente, uma vez que é o mais apropriado e económico para aplicações até 80°C , graças à sua simples construção, pouca manutenção e variedade de modelos. Tem ainda a vantagem de recorrer à radiação directa e difusa, não exigindo seguimento solar.

O seu princípio de funcionamento é bastante simples: a radiação solar entra no colector através da cobertura transparente, incidindo no absorsor, que converte em energia térmica a radiação absorvida. Para tornar eficaz o processo de transferência de energia térmica do absorsor para os tubos onde passa o fluido térmico, é necessária uma boa condutividade térmica. Este fluido consiste numa mistura de água/glicol com alguns aditivos anticorrosão, para evitar o congelamento do mesmo, que danifica o colector. De maneira a melhorar as performances deste tipo de sistema, é necessário reduzir os principais causadores de perdas, que são as térmicas (que aumentam com a temperatura) e as ópticas (constantes). A solução para as diminuir passa por:

- No que concerne às perdas ópticas, os melhoramentos a realizar são na cobertura. As coberturas com alta qualidade, feitas de vidro com baixo teor de ferro, têm uma transmissividade de 90%, podendo atingir os 93-96% se se usar um revestimento anti-reflexo. As perdas devem-se à radiação absorvida pelo vidro (1-2%) e a restante devido à reflexão.

- As perdas térmicas principais devem-se à convecção. O ar que circula entre o absorsor e a cobertura transporta o calor do absorsor para o vidro, que o vai espalhando pela sua superfície através da condução de calor. Como a cobertura e a ar exterior estão a diferentes temperaturas, irá ocorrer novas perdas convectivas. O absorsor quando aquecido tem ainda a particularidade de emitir radiação infravermelha (os absorsores com revestimentos selectivos chegam a ter uma emitância de 5%) para a cobertura, que por sua vez a emite para o exterior. Existem ainda a perdas por condução da parte traseira, através do isolamento, que dependem do material isolante e da espessura utilizada. Por norma neste tipo de equipamentos as perdas térmicas pelo lado traseiro chegam aos 15%.

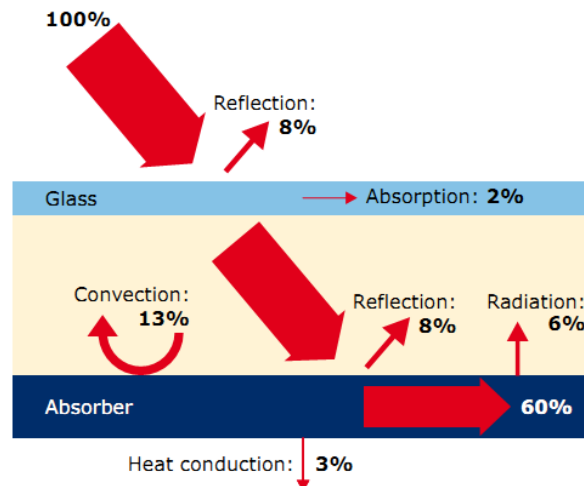


Figura 4.1: Principais perdas de um coletor plano ^[27].

A figura seguinte ilustra o princípio de construção deste tipo de coletor, seguida de uma breve descrição dos diferentes componentes.

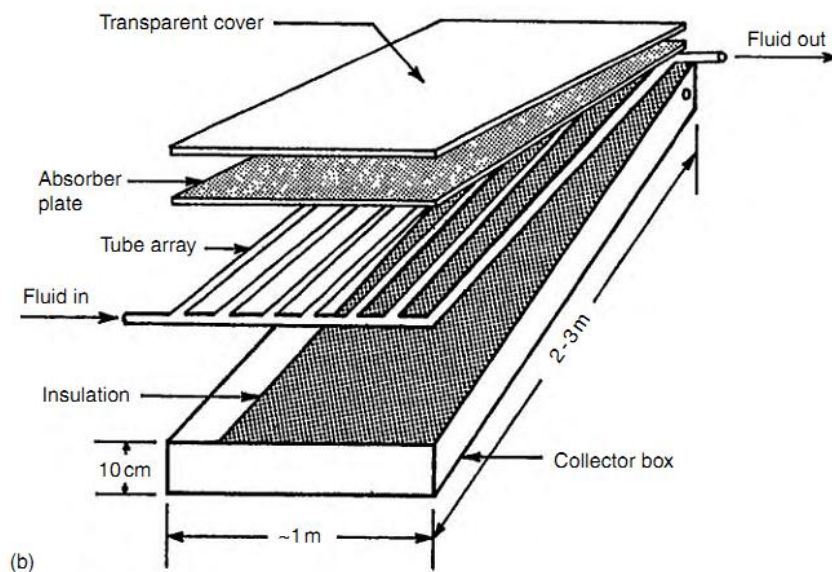


Figura 4.2: Esquema de um coletor solar plano ^[16].

- A cobertura transparente serve para assegurar o efeito de estufa dentro do coletor, reduzindo as perdas por convecção, devendo ter uma boa transparência e promover a estanquicidade às

intempéries. A ideia é melhorar o rendimento do colector. O material usado para assegurar uma alta transmissividade, durabilidade, estabilidade a altas temperaturas e reduzida expansão de calor é um vidro temperado, com um revestimento anti-reflexo e baixo teor de ferro.

- O absorsor tem a função de receber a energia solar radiactiva, transformá-la em calor, transmitindo-a para o fluído térmico. O material mais usado na chapa e tubagem do absorsor é o cobre, contudo podem ainda ser usados alumínio, devido aos seus custos inferiores, e ainda o aço inoxidável, em aplicações com teor corrosivo. É ainda aplicado um revestimento selectivo à chapa para reduzir as perdas por radiação infravermelha. As tubagens devem ser desenhadas para garantir uma transferência de calor elevada, e preparadas para aguentar o vapor obtido em condições de estagnação. O absorsor é a parte mais complexa deste tipo de colector, havendo uma grande quantidade de configurações possíveis, como a chapa “clipada”, soldada ou o *roll-bond* ^[28].
- O isolamento serve para reduzir as perdas térmicas por condução na parte traseira do absorsor. A lã vidro ou de rocha são o material isolante mais utilizado, por melhor resistirem às altas temperaturas alcançadas, podendo ainda recorrer-se a placas de poliuretano entre o isolamento e o painel traseiro do colector.
- A caixa garante a estabilidade, protecção e estanquicidade do absorsor e isolamento contra os agentes ambientais externos, como a chuva, neve, poeiras, entre outros. Os materiais mais comuns são o alumínio, o ferro, materiais sintéticos e madeira. A estrutura de fixação pode ser soldada, colada ou rebitada. Algumas caixas vêm em forma de bandeja, não necessitando de ligações entre os lados e o painel traseiro do colector.

Como já foi referido anteriormente, este tipo de colector é o mais apropriado para aplicações até 80°C, mas devido à sua simples construção e economia, existem várias entidades empenhadas em conseguir torná-lo numa opção válida na gama de temperaturas média-baixa até 150°C.

Existem já no mercado alternativas para que os colectores planos possam singrar na gama dos 80°C a 120°C, em que a ideia é reduzir as perdas de calor principalmente na parte frontal do colector, sem sacrificar a performance óptica do mesmo. Os melhoramentos são:

- Colectores hermeticamente selados com preenchimento de gás inerte;
- Dupla cobertura;
- Colectores planos com vácuo;
- Combinações entre as opções anteriores;

Pelas estimativas realizadas, existe um grande potencial de melhoramento caso se substitua as coberturas tradicionais por vidros anti-reflexo, independentemente da gama de temperaturas comparadas. Verificou-se ainda que no uso de vidro duplo com tratamento anti-reflexo, o valor do rendimento óptico é semelhante ao do colector plano comum. Sendo assim toda a curva de eficiência do colector com vidro duplo tratado está acima da do colector padrão. Para temperaturas de operação superiores os melhores resultados deste tipo de aplicação são ainda mais visíveis, chegando a ter um rendimento 33% acima, segundo os resultados obtidos pelas experiências levadas a cabo pelo Fraunhofer ISE. Actualmente já existem no mercado colectores solares planos com vidro duplo e preenchimento com gás inerte (SCHÜCO), e com vácuo (Thermosolar).

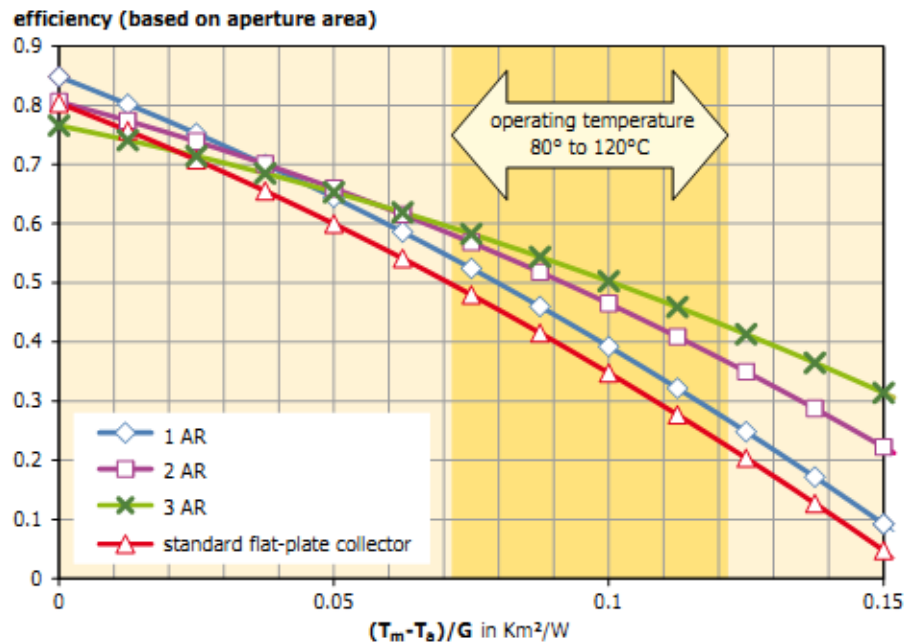


Figura 4.3: Curvas de eficiência de CST planos com vidro anti-reflexo simples, duplo e triplo em comparação com um colector solar plano padrão ^[27].

Relativamente a números, os bons CST planos tem rendimentos ópticos interessantes ($\eta_0 > 0,8$), como referido, e um coeficiente de perdas elevado ($a_1 < 6,0 \text{ W/m}^2\text{K}$). Anualmente este tipo de colector consegue rendimentos na ordem dos 35-40% e se contarmos com uma irradiação solar anual de 1000 kWh/m^2 , conseguem converter 350 a 400 kWh/m^2 .ano.

4.1.2 CPC

Os colectores CPC, como o nome indica, recorrem a concentradores parabólicos compostos para concentrar a radiação solar no absorvedor. Como estes não focam, ou seja, não formam imagem, são os candidatos a ocuparem a lacuna que existe entre os CST planos, que são óptimos para temperaturas até 80°C e os CST concentradores com focagem, para temperaturas de operação superiores a 200°C.

O motivo de tal afirmação é o facto, já referido, de os CST planos captarem a radiação solar em todas as direcções, podendo estar estacionários em qualquer lugar, ou seja, não necessitam de seguimento solar, pois também captam toda a radiação difusa. A desvantagem, também já referida, é o facto de terem grandes perdas térmicas, que são proporcionais à grande área absorvedora que dispõem. O resultado é a eficiência decrescer consoante as temperaturas de operação aumentam. Os CST CPC são a maneira de contornar estas desvantagens, pois a área absorvedora é relativamente reduzida, passando de uma chapa de grandes dimensões para duas alhetas unidas ao tubo por onde passa o fluido térmico, que recebem radiação solar nas duas faces, reduzindo assim as perdas térmicas, e consequentemente aumentando o rendimento do colector.

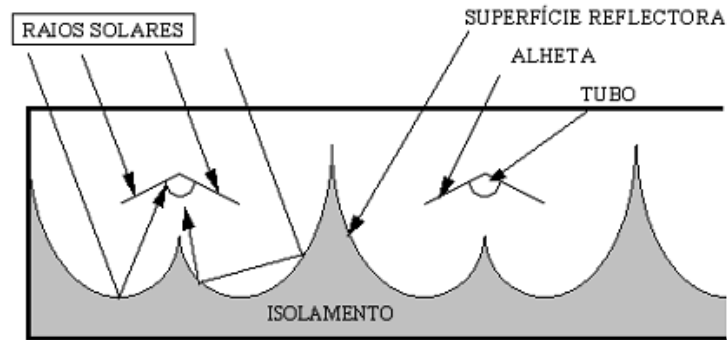


Figura 4.4: Esquema de um Colector CPC [28];

Os CST com concentração, que produzem imagem com a focagem, têm uma área absorvedora pequena, que se traduz em perdas térmicas inferiores. Estes sistemas conseguem grandes rendimentos a altas temperaturas, mas para isso requerem um sistema de seguimento solar, têm um ângulo de abertura pequeno, e não captam a maior parte da radiação difusa. Mais uma vez os colectores CPC são a maneira de contornar estes inconvenientes, pois o seu formato permite-lhes realizar alguma concentração de radiação solar (factor 1 ou 2), conseguindo captar a maior parte da radiação difusa. Assim têm a vantagem de não necessitar de seguimento solar, podendo ser ajustados sazonalmente para melhores performances.

É assim perceptível que os colectores CPC combinam as vantagens dos CST planos e de concentração com focagem, sendo uma alternativa válida quando se necessitam temperaturas de operação médias (80°C a 200°C).

Falando em números, os bons CPC tem rendimentos ópticos um pouco mais baixos que os anteriores ($\eta_0 > 0,7$), mas não têm um coeficiente de perdas tão elevado, caindo quase para metade ($a_1 < 3,5 \text{ W/m}^2\text{K}$).

4.1.3 Tubos de Vácuo

O efeito de estufa pode ser bastante melhorado se entre o absorvedor e a cobertura se fizer vácuo, com efeitos óbvios no rendimento do colector, pois desta forma anulam-se as perdas térmicas por convecção e reduzem-se eficazmente as por condução. Este é o motivo pelo qual se desenvolveu os CST de tubos de vácuo. O vácuo pode ser parcial, mas nesse caso o ar é substituído por gases nobres, que não anulam as perdas acima referidas, apenas as reduzem substancialmente. Actualmente existem vários tipos de tubos evacuados aplicados aos CST, sendo o tubo de Sidney (também conhecido por tubo de vidro duplo ou tubo de garrafa térmica) o mais comum, mas todos partilham alguns atributos técnicos como:

- O colector consiste numa linha de tubos de vidro montados paralelamente;
- O vácuo existente no interior de cada tubo de vidro ($< 10^{-2} \text{ Pa}$) reduz eficazmente a perdas por condução e anula as por convecção;
- O formato padrão do vidro é sempre em tubo, para suportar o stress provocado pelo vácuo;
- A extremidade superior dos tubos está ligada a uma tubagem colectora principal;

Outro componente que estes colectores têm em comum é o chamado *getter*, ou selante de bário, que é usado para manter o vácuo no interior dos tubos. No processo de manufatura da maioria dos tubos, o *getter* é exposto a altas temperaturas através de indução, de modo a que a parte inferior do tubo esteja revestida por uma camada pura de bário. Esta camada é responsável por eliminar qualquer gás (como CO, CO₂, N₂, O₂, H₂O e H₂) dos tubos, durante o armazenamento e operação dos mesmos. Esta camada também serve de indicador do estado do vácuo, porque a camada de bário que naturalmente é prateada, fica branca caso o vácuo se escape.

Este tipo de colector pode ser dividido em duas famílias:

- Tubos de fluxo directo, em que o fluído térmico que percorre toda a tubagem do absorsor e do circuito solar é o mesmo;
- Tubos colectores de calor, onde não existe contacto directo entre o fluído térmico e o circuito solar;

4.1.3.1 Tubos de vácuo com fluxo directo

Os tubos de fluxo directo consistem num simples tubo de vidro de 70 a 100mm de diâmetro, em que no seu interior se encontram, “dentro” do vácuo, o absorsor, curvo ou plano, e as tubagens de entrada e saída de fluído térmico. Como nas outras tecnologias, o absorsor também é revestido por uma camada selectiva. Em relação à tubagem de entrada e saída do fluído térmico, existem duas variantes: a mais comum consiste em dois tubos separados, para cada função (Tubo de Sydney); na outra os tubos partilham o mesmo centro, ou seja, são concêntricos (Tubo de Lenz), estando o tubo de entrada dentro do da saída (só o segundo é que está em contacto com o absorsor). Esta diferença trás a seguinte vantagem: como o tubo tem uma simetria rotacional, consegue-se aplicar a orientação desejada, mesmo em sistemas montados na horizontal, bastando para isso rodá-lo até ter a inclinação projectada.

A eficiência dos CST de tubos de vácuo com fluxo directo é elevada, mas para isso requer materiais de elevada qualidade, nomeadamente o tubo de vidro, que precisa de comportar as diferentes taxas de expansão de calor dos materiais no seu interior, para conseguir selá-los correctamente.

No mercado actual, o tubo colector de Sydney, como já referido, é o mais comum. Consiste em dois tubos de vidro fundidos conjuntamente, estando o vácuo no seu meio. A tubagem interior tem uma camada selectiva cilíndrica no seu exterior, ou seja, todo o tubo funciona como absorsor. No seu interior, o calor é transferido por tubos de cobre em forma de U que têm uma camada cilíndrica de alumínio.

Como o absorsor tem uma área cilíndrica, pode ser ainda aplicado um reflector CPC na parte traseira do tubo de vidro, que faz incidir no absorsor a radiação que passa nos intervalos de tubos de vidro paralelos. Como os tubos não estão completamente afixados ao colector, podem ser facilmente substituídos, à unidade, quando danificados.

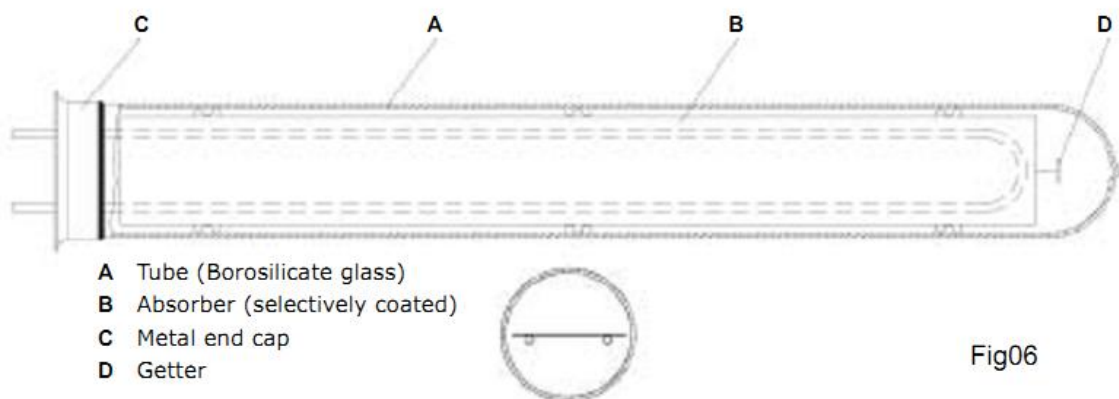


Figura 4.5: Esquema de um CST de tubos de vácuo de fluxo directo (Sydney) ^[27];

Relativamente ao Tubo de Lenz, o tubo de entrada do fluído térmico é de cobre, e o de saída é de vidro, não necessitando de qualquer ligação entre ambos para a manutenção de vácuo, devido a estarem um dentro do outro. O absorsor é preso ao tubo de saída por uma membrana de grafite que melhora a transferência de calor.

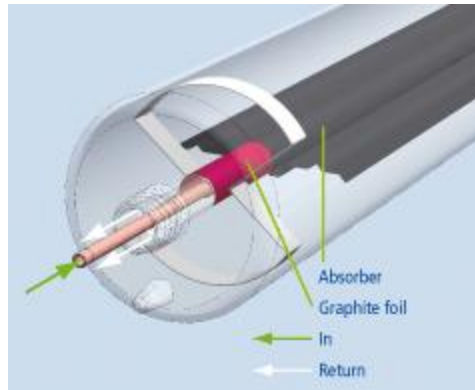


Figura 4.6: Esquema de um CST de tubos de vácuo de fluxo directo (Lenz) ^[27];

4.1.3.2 Tubos de vácuo colectores de calor

Os tubos colectores de calor diferem dos de fluxo directo pelo simples facto de o fluido térmico que circula na tubagem do colector não estar em contacto directo com o circuito solar. A transferência de calor é feita por aproveitamento da energia da condensação através de um permutador de calor (condensador) que está em contacto com o circuito solar.

O tubo colector de calor é oco e tem uma pressão baixa no seu interior, tendo como princípio de funcionamento o alterar do estado do líquido no seu interior. O líquido em causa é água purificada com alguns aditivos especiais, que quando é aquecida acima de uma temperatura ajustável (por norma à volta dos 25°C ^[29]) vaporiza. Quando ocorre esta mudança de fase, o vapor tem tendência a subir ao topo do tubo, onde se encontra um condensador, que serve de permutador, transferindo o calor para o circuito solar. À medida que o calor é transferido, o vapor condensa tornando-se líquido novamente, indo naturalmente parar à parte inferior do tubo, onde irá voltar a receber calor, repetindo o processo.

À semelhança da sua outra família, também estes têm duas tecnologias diferentes: a ligação seca e a húmida.

Na ligação seca o fluido térmico entra no condensador que está em contacto com o material do circuito solar por meio de uma pasta condutora de calor, daí a denominação “seca”, pois o fluido térmico do circuito solar não chega a tocar nos elementos “internos” do tubo. O fluido térmico é aquecido dentro do tubo, convertendo-se em vapor, sobe e transfere o calor como referido. O fluido condensado arrefece e volta a descer no tubo para ser aquecido novamente, de modo a continuar o ciclo. Este tipo de construção facilita ainda mais a troca de tubos, mas por necessitar de uma pasta condutora de calor, reduz o leque de instaladores capacitados para o fazer.

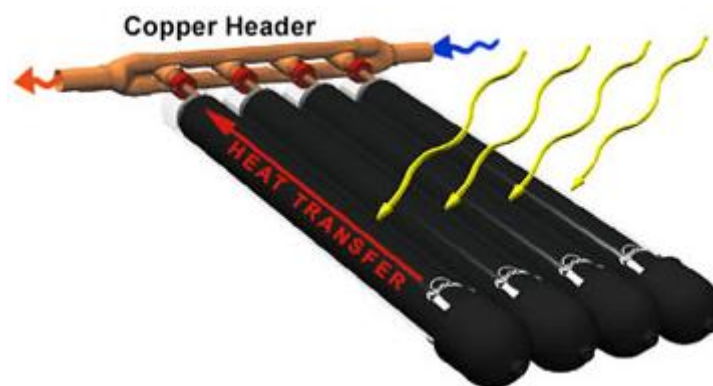


Figura 4.7: Esquema de um CST de tubos de vácuo colectores de calor de ligação seca ^[30];

Na ligação húmida, o fluido do circuito solar está directamente ligado em redor do condensador do tubo (existe contacto entre o fluido térmico do circuito solar e um constituinte do tubo de vácuo, motivando o nome dado), não sendo necessária a tal pasta condutora de calor.

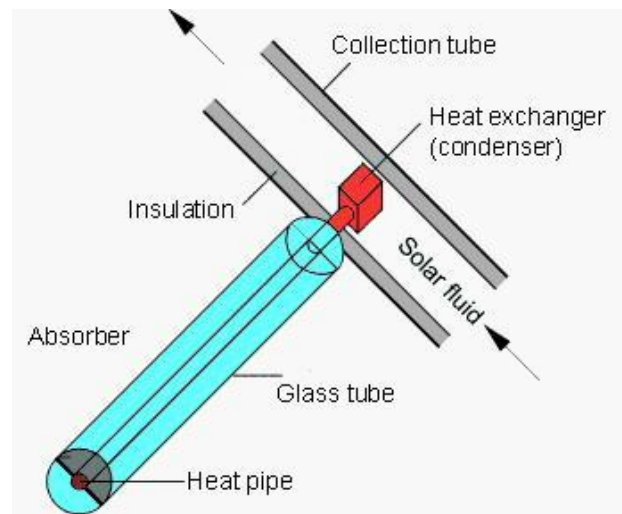


Figura 4.8: Esquema de um CST de tubos de vácuo colectores de calor de ligação húmida ^[31];

Existem ainda outros princípios básicos que se devem respeitar para que se consiga o máximo rendimento do colector:

- O condensador deve ter um diâmetro superior à tubagem, para ter uma maior área de transferência de calor;
- Para garantir a circulação, o colector deverá ser montado com um ângulo mínimo de 20° em relação à horizontal;
- Ter cuidado com a quantidade de gases condensáveis dentro do tubo colector: A qualidade do transporte pode ser afectada, porque estes criam uma bolsa de ar no topo do tubo, o que altera o ponto mais quente da tubagem, que começa a descer do condensador em direcção ao tubo colector;
- Contra o congelamento deve-se recorrer à mistura água/glicol com alguns aditivos anticorrosão; O teor desta mistura deve ser muito pensado, pois com o uso de glicol, o fluido térmico perde capacidade de transporte de calor, baixando o rendimento desta tipologia, que fica impossibilitada de atingir temperaturas de operação superiores a 170°C;
- Este tipo de colector permite evitar, ainda que teoricamente, a estagnação, por permitir controlar a temperatura máxima que cada tubo colector pode alcançar. A Física diz-nos que a temperatura à qual o fluido é vaporizado no condensador depende do volume do fluido e da sua pressão. Sendo assim o correcto dimensionamento destes parâmetros torna-se muito importante, pois, por exemplo, os CST de tubos de vácuo com fluxo directo podem atingir a estagnação aos 300°C, valor muito acima do que os componentes do circuito solar toleram;

Numericamente falando, os CST de tubos de vácuo têm rendimentos ópticos inferiores aos planos ($\eta_0=0,6-0,8$), melhorando o valor das perdas térmicas ($a_1<1,5W/m^2K$). Um sistema completo deste tipo alcança rendimentos anuais de 45% a 50%, e se contarmos com uma irradiação solar anual de 1000kWh/m², conseguem converter 450 a 500kWh/m².ano. Como começam a ter uma presença cada vez mais frequente no mercado (Alemanha, China, Reino Unido, entre outros), o seu preço está com uma tendência decrescente, permitindo a sua aplicação, nomeadamente para reduzir a área colectora que teria de se usar na opção CST plano.

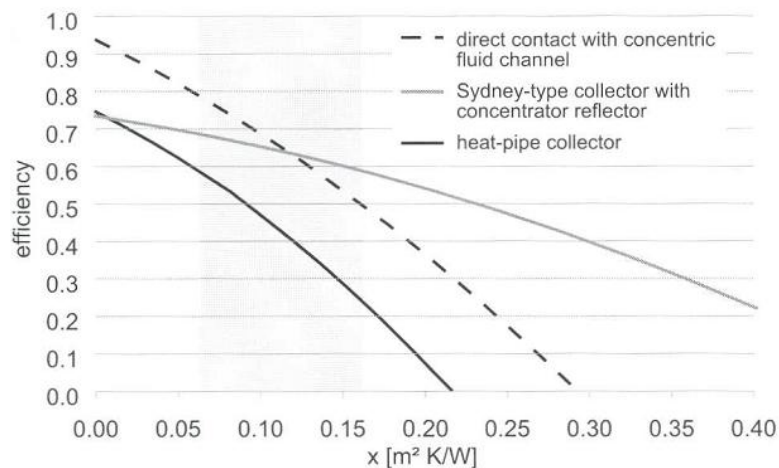


Figura 4.9: Curva de eficiência dos CST de tubos de vácuo ^[12];

4.1.4 Colectores Solares a Ar

Esta tipologia, tantas vezes esquecida, é uma alternativa viável em todas as aplicações onde seja necessário ar quente ou morno. O seu princípio de funcionamento é bastante similar aos CST que recorrem a fluídos líquidos, como os planos, com a diferença de necessitar de um ventilador eléctrico para que o ar circule no seu interior. Ainda assim tem um peso muito pequeno no mercado europeu, já que a sua penetração corresponde apenas a 1-2% do volume instalado de colectores com fluído líquido. Os principais motivos para que tal aconteça são: a falta de conhecimento do público em geral, desta tecnologia e suas possíveis aplicações, e a falta de experiência no *design* deste tipo de CST. Além disso, os colectores a ar não podem ser directamente aplicados na produção de AQS, que é a aplicação dominante do mercado de CST actual.

Esta tipologia foi pensada para aquecimento de edifícios residenciais e não-residenciais, assim como para processos industriais que necessitem de grandes caudais de ar quente. Relativamente aos sistemas de arrefecimento solar, este tipo de colector está preparado para ser acoplado aos sistemas DEC.

As vantagens que estes colectores trazem são:

- Componentes simples aplicados numa montagem simples;
- Sem problemas de fugas de água;
- No inverno não tem problemas de congelamento;
- No verão não tem problemas de sobreaquecimento;

Ainda assim existem desvantagens que inviabilizam o seu uso:

- Não existem no mercado unidades de armazenamento de calor capazes de acoplamento a estes sistemas;
- Por norma o consumo do ventilador eléctrico é superior às bombas circuladoras dos colectores com fluído líquido com a mesma dimensão. Isto deve-se às grandes perdas de carga que a tubagem com ar tem;
- A eficiência deste género de equipamento é inferior à dos seus concorrentes, porque a taxa de transferência de calor do absorber para o fluxo de ar é menor.

O princípio de construção deste tipo de colector é muito semelhante aos que usam fluídos líquidos, havendo no mercado actual dois subtipos destes colectores a ar: os colectores sem vidro e os cobertos.

Relativamente a estes últimos, existem 4 abordagens distintas, que variam consoante a passagem do fluxo de ar pelo absorvedor, sendo:

- a) Fluxo de ar por cima do absorvedor;
- b) Fluxo de ar por baixo do absorvedor;
- c) Fluxo de ar em redor do absorvedor;
- d) Fluxo de ar em redor do absorvedor perfurado;

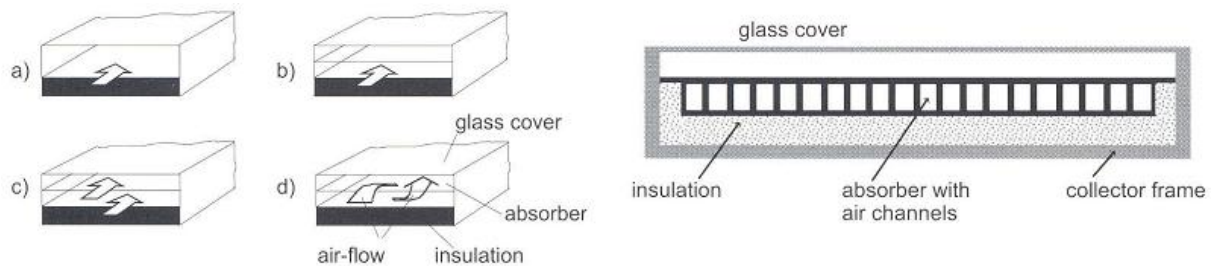


Figura 4.10: Esquema dos diferentes tipos de colectores a ar (esquerda), e corte de um CST a ar do tipo b) aplicado num sistema DEC na Alemanha (direita) ^[12];

Os colectores do tipo a) têm a construção mais simples, uma vez que o absorvedor está instalado directamente em cima do isolamento. O senão é facto do fluxo de ar aquecido estar em contacto directo com a cobertura em vidro, que está a uma temperatura inferior, o que provoca grandes perdas térmicas, advindo daí uma baixa eficiência.

Para reduzir essas perdas térmicas de uma maneira significativa foram desenvolvidos os colectores do tipo b), onde o fluxo de ar aquecido, por não estar em contacto directo com a cobertura, ganha eficiência. Para melhorar a eficiência de conversão energética, o absorvedor tem que ter as melhores capacidades de transferência de energia.

A ideia do tipo c) foi a de juntar as vantagens destes dois tipos anteriores, conseguindo de facto melhorar a transferência de energia, apesar das perdas significativas pela cobertura de vidro.

O conceito que tem a melhor taxa de transferência de energia térmica é sem dúvida o tipo d), mas consegue-o à custa de ter o maior consumo eléctrico dos quatro. Isto acontece devida às grandes perdas de carga que tem por estar todo perfurado, que fazem o ventilador eléctrico consumir mais energia para forçar o ar a circular pelo coletor.

Mas qual é afinal o melhor conceito? Quando se tem que escolher o melhor tipo de CST a ar é preciso ter em conta dois aspectos: a eficiência térmica do coletor mas também o consumo eléctrico necessário para fazer circular o ar pelo mesmo. Assim o coletor em que o fluxo de ar passa por baixo do absorvedor (b)) é o mais equilibrado tendo, também por isso, a maior representação no mercado destes colectores.

Este género de coletor tem uma eficiência directamente proporcional ao caudal de ar, uma vez que quanto maior for este, maior será a eficiência, podendo chegar a cerca de 85%. Os colectores que actualmente estão no mercado são capazes de somar à temperatura ambiente até 40°C, caso incidam neles cerca de 700W/m² ^[32].

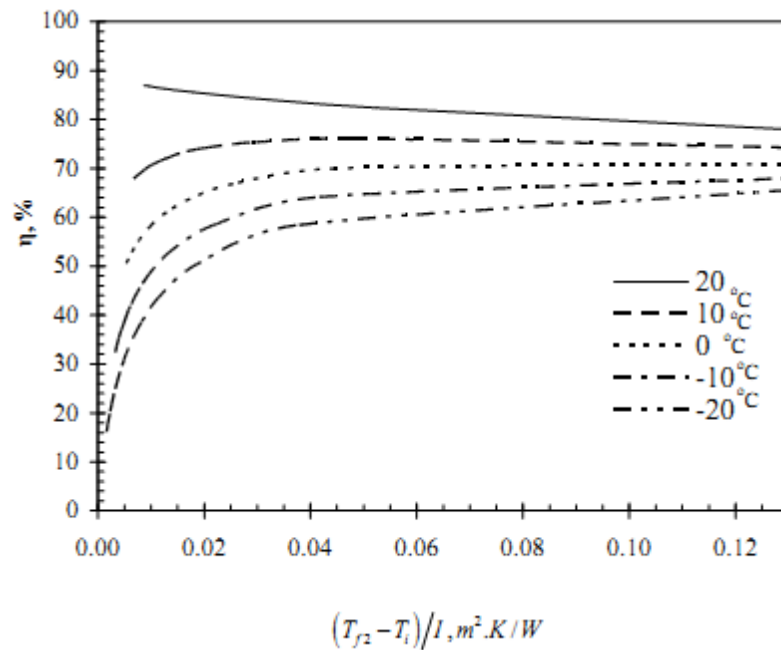


Figura 4.11: Curva de eficiência dos CST a ar, a diferentes temperaturas ambiente ^[33];

4.2 CST que podem ser aplicados ao arrefecimento solar

Como já foi explicado anteriormente, a tecnologia de arrefecimento, quer seja *chiller* ou DEC, tem uma gama de temperaturas de chamada fonte quente que necessita para funcionar correctamente. Os CST têm então que conseguir fornecer essas temperaturas, de modo a que o sistema de arrefecimento seja realmente solar. Na seguinte tabela refere-se, de uma maneira simples o estado de arte dos colectores solares que podem ser aplicados à climatização solar.

Tabela 4.1:Caracaterísticas gerais dos CST existentes actualmente;

Tipo de CST	Plano	CPC	Tubos de Vácuo	Ar Solar
Rendimento óptico, η_0	>0,8	>0,7	0,6-0,8	-
Coefficiente de perdas, a_l (W/m^2K)	<6,0	<3,5	<1,5	-
Fluido térmico	Água-Glicol	Água-Glicol	Água-Glicol	Ar
Temperaturas de operação ($^{\circ}C$)	80°-150°	80°-180°	80°-170°	$T_{amb}+40^{\circ}$

Na tabela abaixo explica-se então os colectores solares térmicos que podem ser aplicados, consoante a tecnologia de arrefecimento escolhida.

Tabela 4.2- Colectores a aplicar consoante a tecnologia de arrefecimento solar ^[23];

Método	Ciclo fechado		Ciclo aberto	
Tecnologia	<i>Chiller</i> de Absorção	<i>Chiller</i> de Adsorção	DEC líquido	DEC sólido
Potência de frio (kW)	15-5000	50-430	-	20-350 (por módulo)
Gama Temperaturas de fonte quente ($^{\circ}C$)	80°-110°	60°-90°	45°-70°	45°-95°
Colector Solar	Plano, CPC e Tubos de vácuo	Plano, CPC e Tubos de vácuo	Planos, ar solar	Planos, ar solar

Pela análise da tabela verifica-se que o CST plano é a opção comum a todas as tecnologias de arrefecimento, quando se “casam” as gamas de temperatura de operação. Isto são óptimas notícias para o conceito de arrefecimento solar, porque o colector que mais cartas deu no mercado solar térmico,

que está numa fase madura de desenvolvimento, tem uma construção muito simples, que implica pouca manutenção, sendo por isso a opção mais barata, é a tecnologia que pode ser aplicada em todos os sistemas de arrefecimento.

Relativamente à eficiência dos colectores na aplicação aos sistemas de arrefecimento solar, os CST de tubos de vácuo são claramente a tecnologia mais eficaz, pelo menos quando acoplados a *chillers* de absorção e adsorção, como se constata na seguinte figura.

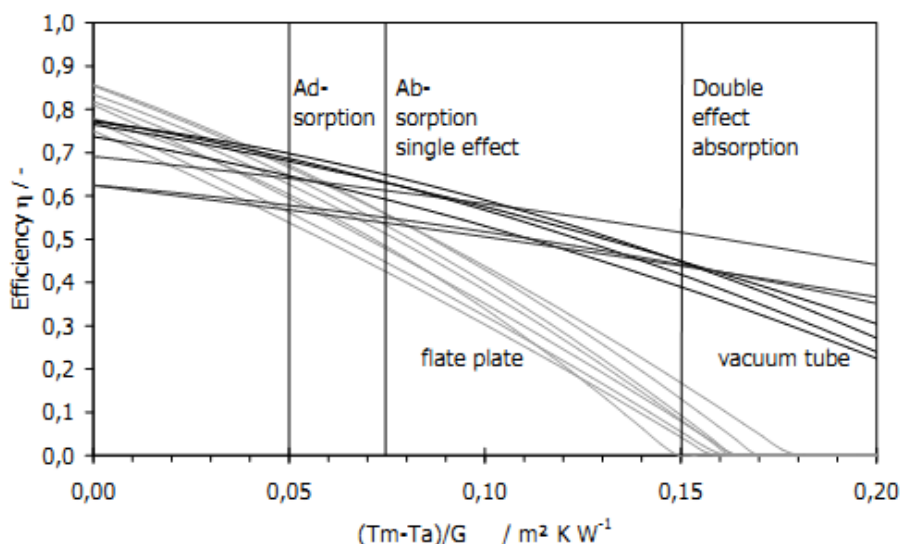


Figura 4.12: Eficiência dos colectores consoante o sistema de arrefecimento ^[21].

4.3 Armazenamento de energia térmica

O recurso ao armazenamento térmico é uma ferramenta muito importante porque:

- Permite uma resposta pronta às instabilidades pontuais do recurso solar;
- Aumenta o período de operação do sistema;
- É uma mais-valia técnico-económica para o sistema, pois permite o uso de fluído térmico mesmo quando não há recurso disponível, poupando-se na energia de apoio;

Existem actualmente dois tipos distintos de armazenamento de energia sobre a forma de calor: o térmico e o termoquímico.

O armazenamento térmico é feito sobre a forma de energia de calor sensível ou calor latente.

Os sistemas de calor sensível guardam a energia térmica através do aumento da temperatura de um sólido ou de um líquido, como os depósitos de inércia descritos nesta dissertação. Estes consistem em utilizar a capacidade calorífica e a variação de temperatura do material (sólido ou líquido) no decorrer do processo de carga e descarga. Neste caso a quantidade de energia armazenada depende do calor específico do material usado, da gama de temperaturas de operação, e da quantidade de material armazenador utilizado.

A título de exemplo, os SST para aquecimento de AQS ou para climatização têm necessariamente uma unidade de armazenamento do dia para a noite ou ainda o equivalente a alguns dias de carga térmica. A maneira de se conseguir fracções solares elevadas é recorrendo ao armazenamento de calor sensível, que por norma é água, sendo preciso para isso volumes de armazenamento elevados, ou seja, depósitos de grandes dimensões que ocupam áreas consideráveis.

O princípio de funcionamento dos sistemas de calor latente baseia-se no calor que é ou absorvido ou libertado quando o material de armazenamento sofre mudança de fase sólido-líquido e líquido-gasoso.

Estes sistemas, vulgarmente conhecidos como PCMs (*Phase Change Materials*), têm benefícios quando comparados com os anteriores, pois como têm uma densidade de armazenamento energético mais elevada, necessitando de menos volume de armazenamento. Conseguem ainda libertar/absorver energia a uma temperatura constante, à qual ocorre a mudança de fase. Existem vários materiais disponíveis (orgânicos e inorgânicos), consoante a gama de temperaturas, cada uma com as suas valias e desvantagens.

Os materiais orgânicos mais estudados e desenvolvidos são, actualmente, as parafinas, que estão vocacionadas para temperaturas de mudança de fase de 0° a 130°C, com entalpias de fusão de 150-220MJ/m³.

Os materiais inorgânicos mais importantes são os sais hidratados, que têm uma condutividade térmica elevada, cerca do dobro das parafinas, assim como um elevado calor latente de fusão por unidade de volume. No mercado já estão disponíveis PCM inorgânicos (ou sais hidratados) com temperaturas de fusão da ordem dos 27° a 55°C, com calor de fusão de 332 a 312 MJ/m³.

A tecnologia de armazenamento termoquímico já é mais complexa, pois baseia-se na energia absorvida e libertada na quebra e formação de ligações moleculares numa reacção química reversível. Assim o calor armazenado depende de três factores: do material de armazenamento, do grau de conversão da reacção referida e do calor da reacção obtido.

Esta consiste em dois processos: a adsorção ou reacções químicas, que têm um alto calor de reacção, o que permite a produção em grande escala de energia renovável de um modo contínuo, ou seja, é a tecnologia com mais densidade de energia por unidade de volume, como se constata pela tabela seguinte.

Tabela 4.3: Densidade de energia armazenada consoante a tecnologia adoptada ^[34].

Sistema de armazenamento		Densidade de energia armazenada (kWh/m ³)
Térmico	Calor sensível (água $\Delta T=50K$)	60
	PCM	50-120
Termoquímico	Adsorção	120-180
	Reacções químicas	200-600

Como no sistema estudado foi aplicado armazenamento térmico de calor sensível, apenas este será mais aprofundado.

Um sistema de armazenamento deve conseguir responder a alguns requisitos:

- Alta capacidade calorífica;
- Volume reduzido;
- Temperatura de utilização de acordo com a necessidade energética;
- Rápida resposta ao consumo;
- Boa integração no edifício;
- Custo económico;
- Ciclo de vida elevado;

A melhor posição que os depósitos de acumulação devem assumir é a vertical, para favorecer a estratificação da água. A extracção de água quente é sempre feita pela parte superior do mesmo, pois o fluído quente tem a tendência natural de subir. Nesse sentido quando se acoplam um ou mais depósitos, a tomada de água quente de um para o outro é sempre feita na parte superior destes.

A verticalidade dos depósitos tem ainda mais 3 vantagens:

- Custos normalmente mais baixos;
- Menor área de ocupação;
- Maior eficácia do isolamento térmico, pois reduzem-se as perdas por condução para o chão, já que os suportes ocupam uma área menor;

A estratificação é de extrema importância porque tem um papel activo no rendimento do SST. Para se dar a prioridade ao sol nestes sistemas, o circuito solar é ligado à parte inferior dos depósitos, para que toda a água seja aquecida pelo sol. O apoio fica na parte superior, para só ser usado para temperar a água à temperatura de consumo, quando for mesmo necessário. Ora num depósito bem estratificado, na parte inferior deste é onde se encontram as temperaturas mais baixas. Na permuta de calor, o fluido térmico que vem dos colectores ficará então a uma temperatura mais inferior, o que implica que quando atingir de novo os colectores, o rendimento destes será superior.

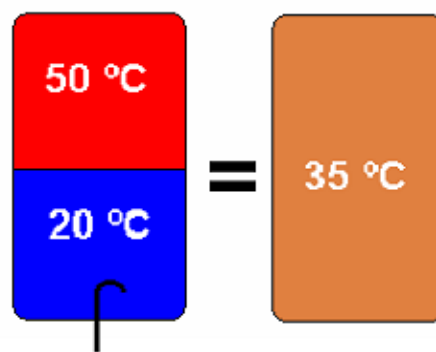


Figura 4.13: Estratificação de um depósito vertical ^[35].

A figura acima ilustra os benefícios da estratificação: o depósito da esquerda consegue entregar água a 50°C, permitindo ao utilizador tomar alguns banhos, por exemplo. O da direita já não o conseguirá fazer sem recorrer a um sistema de apoio.

Os bons depósitos de armazenamento devem permitir a extracção de 90% da energia contida nestes. O material que os constitui deve ser apropriado, de modo a estar preparado para a corrosão provocada pela água, variações de pressão e temperatura, já que no seu interior podem atingir-se 8kg/cm² e variações de 10° a 90°C, o que promove contracções e dilatações constantes.

5. Caso de Estudo

O sistema em estudo situa-se nas instalações do LNEG, em Lisboa, no campus do Lumiar, estando sob a alçada do Laboratório de Energia, monitorizado e operado pela Unidade e Energia Solar, Eólica e dos Oceanos (UESEO). Este sistema foi edificado na sequência do projecto europeu *PolySMART*, iniciado pelo Departamento de Energias Renováveis (DER), do antigo Instituto Nacional de Engenharia e Tecnologia Industrial (INETI), que visava estudar a poligeração aplicada a sistemas de ar condicionado e refrigeração, para escalas pequenas e médias. O objectivo foi o de provar que as tecnologias de pequena escala eram tecnicamente viáveis para se criar um novo segmento de mercado, os sistemas de trigeriação de pequena escala.

Os sistemas de trigeriação consistem na produção combinada de electricidade, calor e frio, sendo por isso denominados de *Combined Heat, Cool and Power* (CHCP). Eles resultam da fusão dos sistemas de cogeração, *Combined Heat and Power* (CHP) e os chillers termicamente assistidos, *Thermally Driven Chillers* (TDC).

A motivação para este trabalho deve-se ao facto de actualmente estes sistemas estarem economicamente restritos a grandes aplicações, como a indústria e o *district heating and cooling* (redes de distribuição de calor e frio). Como os pequenos sistemas de cogeração, na ordem de poucos kW estão com uma penetração de mercado considerável, com a introdução no mercado de pequenos *chillers* com capacidades até 30kW, desenvolvidos por algumas empresas europeias, o próximo passo foi juntá-los, nos sistemas denominados de micro-CHCP.

Da listagem de tecnologias que havia, o sistema combinado que coube ao LNEG desenvolver foi:

- Sistema CHP: Motor de combustão interna a biodiesel;
- Sistema TDC: *Chiller* de Absorção;

Foi ainda incluído pelo LNEG um apoio eléctrico, tendo o sistema sido idealizado para receber a ligação de um SST já existente, para estudos futuros.

5.1 Esquema de Princípio

O esquema de princípio do sistema em estudo é um pouco complexo, como se constata pela seguinte figura.

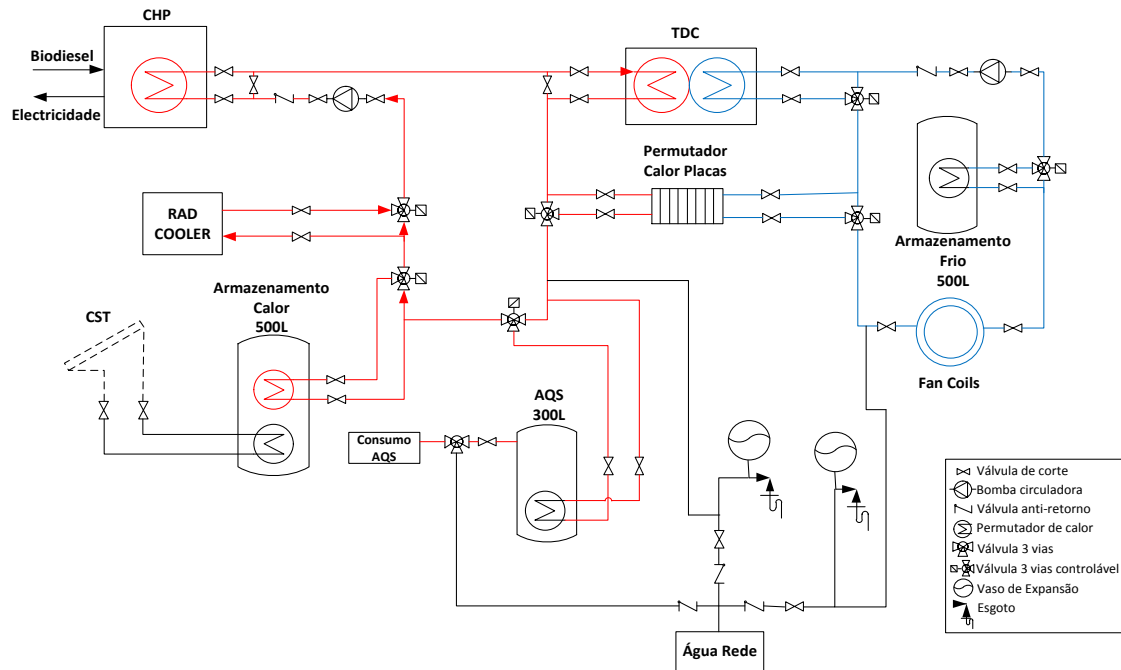


Figura 5.1: Esquema de montagem do sistema em estudo;

O sistema foi desenhado para fornecer calor e frio a duas salas ($95\text{m}^2 + 80\text{m}^2$) a norte do edifício Solar XXI, ajudando ainda a suprir parte da procura de AQS do edifício. A electricidade gerada deveria ser injectada na rede do campus, representando parte do consumo do edifício, mas essa ligação não foi concluída. Os componentes principais do sistema são:

- TDC de 8kW_{th} , protótipo da AoSol;
- CHP de 27kW_{th} e $9,6\text{kW}_e$ da Eurosolar;
- Rad Cooler para rejeição de calor de emergência;
- 2 Depósitos de 500L para armazenamento de calor e frio;
- 1 Depósito de 300L para AQS;
- 4 Ventiloconvectores (2 em cada sala), da Carrier;

O sistema estudado pode ser dividido em dois circuitos principais: o circuito condutor, primário ou normalmente designado por anel quente (a vermelho na figura acima) e o circuito de entrega, secundário ou normalmente designado de anel de climatização (a azul). O componente principal do circuito condutor é o CHP que recorre ao biodiesel para gerar o calor e a electricidade, que está ligado a um *chiller* termicamente assistido (modo de arrefecimento), a um depósito de inércia de 500L e a outro com capacidade para 300L, para AQS. Para segurança do sistema existe ainda uma unidade de rejeição de calor, e na fronteira com o outro circuito há ainda um permutador de calor de placas (modo de aquecimento). O circuito de entrega é composto pelo *chiller* já referido (modo de arrefecimento), por um depósito de inércia semelhante ao anterior, mas com a função de armazenar frio ou calor, pelo permutador de calor de placas (modo de aquecimento) e pelos ventiloconvectores, que distribuem o calor ou frio consoante a necessidade.

Note-se que o SST esquematizado a tracejado, que servirá de apoio ao depósito de inércia do circuito primário, consiste na ligação de dois sistemas diferentes: Um que está situado no topo do edifício Solar XXI, e outro que está no edifício contíguo a este, denominado de pavilhão G. O primeiro foi ligado ao sistema monitorizado, tendo sido alvo de algumas experiências que se mostraram inconclusivas devido à avaria de alguns equipamentos de medida (caudalímetros e sondas de temperatura). O segundo serviu de base ao desenvolvimento desta dissertação, que consiste no projecto de ligação do SST já existente no local referido ao sistema descrito neste capítulo. Todo esse trabalho encontra-se descrito no capítulo seguinte.

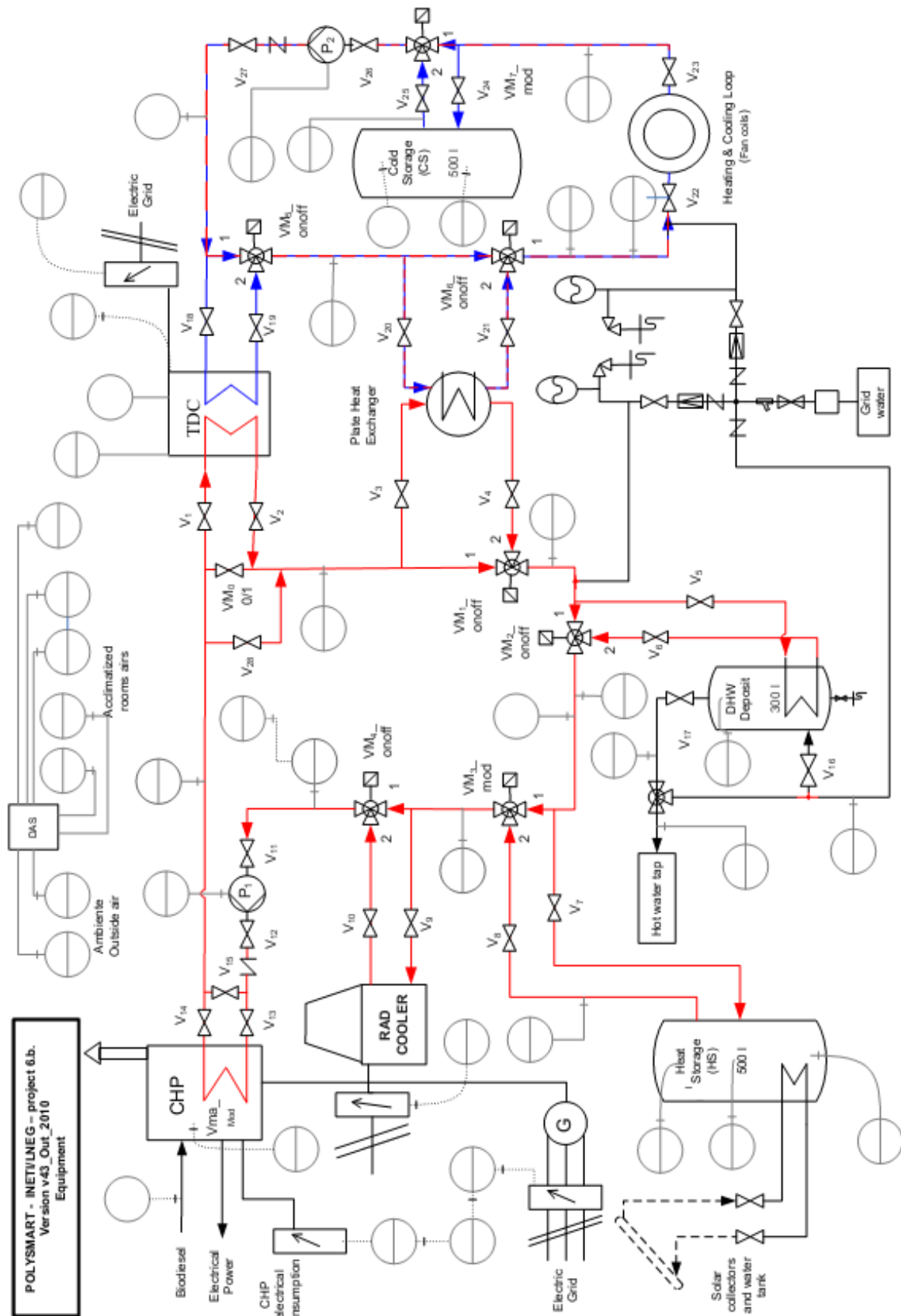


Figura 5.2: Esquema do sistema estudado legendado [36].

5.2 Princípio de funcionamento

O princípio de funcionamento deste sistema pode ser esquematizado da seguinte forma:

- O processo inicia-se no grupo gerador, CHP, que tem como missão fornecer energia térmica para climatização e gerar electricidade. No permutador óleo-água que foi acoplado ao CHP, a energia térmica contida no óleo que está a lubrificar e refrigerar o gerador é transferida para a água que percorre o circuito hidráulico condutor ou primário. Para tornar o processo ainda mais eficiente, o calor que de outra forma seria perdido pelos gases de escape também é aproveitado, por um recuperador de calor ar-água, conseguindo-se uma temperatura de saída para o anel quente superior;
- A energia térmica agora na água é encaminhada para o *chiller* ou permutador de calor, pela bomba circuladora, consoante se queira aquecer ou arrefecer as salas;
- Depois de “fornecer” os equipamentos anteriores, o fluído térmico pode ser encaminhado para um depósito de inércia de 500L que tem duas finalidades: criar alguma inércia nas variações de temperatura do circuito primário, estabilizando-o, e armazenar energia sobre a forma de calor. Note-se que o “pode” anterior é devido à utilização de válvulas de 3 vias modulantes, que permitem regular a quantidade de fluído térmico que entra no depósito quente (de 0 a 100%). Este depósito encontra-se depois do *chiller* e do permutador de calor de placas, para que se promova a maior transferência de energia térmica possível para estes, permitindo armazenar energia a temperaturas mais baixas e controlar a temperatura de retorno ao CHP, garantindo que o seu diferencial é o mais indicado para o seu correcto funcionamento, que se quer à máxima eficiência;
- Antes deste depósito de inércia, existe outro mais pequeno (300L), que serve para acumular energia térmica a utilizar nas AQS do edifício. Este depósito tem como função estabilizar a temperatura no circuito primário, à semelhança do depósito referido anteriormente, permitindo aproveitar energia térmica quando o sistema está excessivamente quente, que de outra forma seria dissipada no componente seguinte;
- Para proteger o circuito hidráulico e todos os seus componentes, foi adicionado, a seguir ao depósito de inércia de 500L, um *Rad Cooler*, que é um permutador de calor água-ar com a função de dissipar calor sempre que a temperatura de retorno ao CHP seja superior a 92°C, ou outra a que se queira operar o sistema;
- No circuito secundário ou de entrega, o fluído térmico (água) que entretanto cedeu calor ao *chiller* ou recebeu calor do permutador externo, é encaminhado por uma bomba circuladora aos ventiloconvectores das salas a climatizar;
- À semelhança do circuito primário foi instalado no circuito de entrega um depósito de inércia de 500L, de modo a controlar de um modo mais eficaz as temperaturas à entrada do *chiller* e do permutador externo, consoante o caso, permitindo que estes componentes funcionem correctamente, e à sua eficiência máxima. Assim este depósito serve para armazenar “frio ou calor”, consoante o modo de operação usado (aquecimento ou arrefecimento);
- A ligação do circuito hidráulico aos depósitos de inércia foi pensada para promover a maior estratificação possível, consoante a função de cada um. O depósito de armazenamento do circuito primário tem a entrada de água na parte inferior e saída na superior, e no depósito do circuito secundário acontece o oposto, sendo a entrada de água por cima e a saída por baixo. A opção tomada para o depósito do circuito secundário favorece a operação em modo de arrefecimento, mas não impede o seu desempenho em modo de aquecimento;

- O TDC tem um funcionamento autónomo, dispondo de um controlador em que se dá a ordem de funcionamento ou de paragem. Assim, para o conseguir arrancar é necessário que a temperatura de entrada no mesmo seja igual ou superior a 85°C, que a sua pressão seja a indicada, enfim, existe uma série de possíveis erros que inviabilizam o arranque do TDC, daí ter que se assegurar as condições de operação necessárias ao seu funcionamento;
- Dado que o sistema é um protótipo experimental, para o operar com segurança foram adoptadas algumas medidas de segurança como botões de emergência que desligam imediatamente todo o sistema, extintores e uma mangueira ligada à rede para aplicar em eventuais incêndios;
- Espalhados pelos dois circuitos hidráulicos existem vários equipamentos de medida (caudalímetros (de água e biodiesel), termómetros, contadores eléctricos e higrómetros), que permitem medir o comportamento dos componentes e dos troços do circuito onde estão inseridos. Essa informação é depois recolhida por dois *data logger* (Agilent 34980A e Campbell Scientific CR800) que os regista num computador para futuras análises.
- Os circuitos são controlados pelas duas válvulas de 3 vias modulantes (ou de sinal proporcional), que são comandadas no quadro eléctrico, na sala de controlo, e por todas as outras válvulas manuais. Fazendo variar a posição destas, é possível encaminhar/interromper o fluído térmico para o componente que se quiser. Por exemplo, para evitar a entrada do fluído térmico no depósito de AQS basta regular a válvula de 3 vias modulante que está à saída deste. Como o fluído não consegue “entrar” no depósito, começa a ir no sentido onde não encontra resistência, ou seja, continua o circuito primário. Para isolar este depósito bastava também fechar as válvulas de corte à entrada e saída deste componente.

5.3 Descrição dos Equipamentos

De seguida será feita uma breve síntese dos componentes que compõem este sistema e suas características técnicas.



Figura 5.3: Aspecto exterior do sistema estudado;

5.3.1 CHP

O sistema de cogeração usado foi desenvolvido de propósito para o projecto, pela parceria LNEG/EuroSolar, pois no mercado não existia um sistema CHP a biodiesel. Esta máquina consiste num motor de combustão interna da marca Deutz (F2M2011) acoplado a um gerador síncrono Altas Copco (QAX12), com as características técnicas descritas abaixo. Ao gerador foi ainda adicionado um permutador de calor óleo-água para se poder acoplar ao circuito condutor, que alterou um pouco o sistema de refrigeração a óleo, e um recuperador de calor ar-água da Bowman, para se recuperar o calor dos gases de escape.

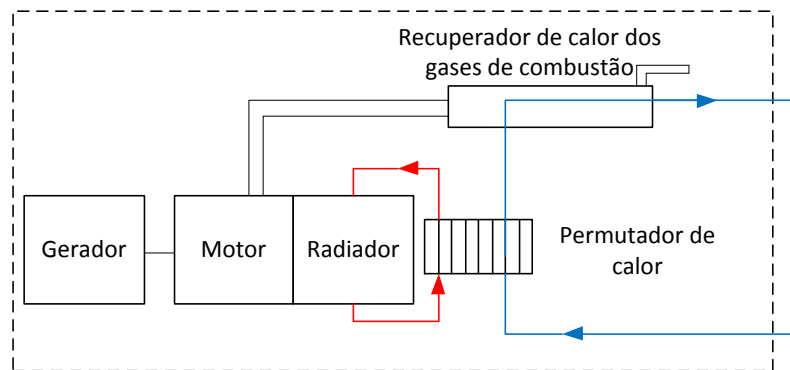


Figura 5.4: Esquema de montagem do CHP estudado;

Tabela 5.1: Características técnicas do CHP ^[36].

Gerador	Altas Copco QAX12
Tipo de gerador	Síncrono
Motor	Deutz F2M2011
Tipo de motor	Combustão interna, ciclo diesel
Recuperador calor Gases Combustão	Bowman 3-40-3738-6
Potência Térmica (kW_{th})	27
Potência Eléctrica activa (kW_e)	9,6
Combustível	Biodiesel
Temperatura Máxima à saída ($^{\circ}\text{C}$)	110°
Pressão máxima (bar)	4,5

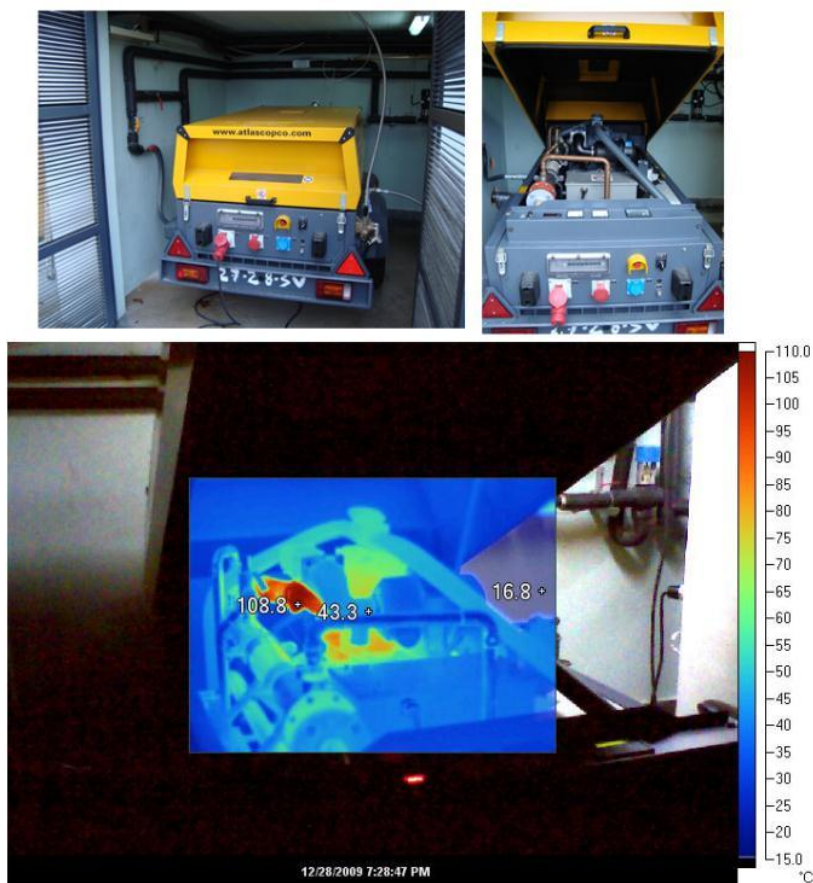


Figura 5.5: CHP usado no sistema (em cima), e desempenho térmico do mesmo (em baixo);

5.3.2 TDC

O *chiller* utilizado neste projecto foi desenvolvido pela AoSol, tendo as seguintes características técnicas. Note-se que este começa a trabalhar por volta dos 85°, não se esquecendo que para a mesma temperatura exterior, maior será o COP quanto maior for a temperatura da fonte quente.

Tabela 5.2: Características técnicas do TDC ^[36];

Marca/Modelo	AoSol
Processo de Transformação do Calor	Absorção
Potência Arrefecimento (kW)	8
COP	0,6
Temperatura de Operação (°C)	80
Fluido Frigorígeno	Amónia-Água (NH ₃ -H ₂ O)
Arrefecimento	Ar



Figura 5.6: Chiller da AoSol usado no sistema;

5.3.3 Permutador de calor externo

O permutador de calor empregue no sistema é do tipo externo de placas, que é a tipologia com mais rendimento de permuta no mercado (cerca de 75%). As suas características técnicas podem ser observadas abaixo.

Tabela 5.3: Características técnicas do Permutador de calor [37];

Marca/Modelo	Arsopi FH00 – HJ - 24	
	Lado A	Lado B
Temperatura cálculo (°C)	0°/130°	0°/130°
Pressão cálculo (bar)	10	10
Pressão ensaio (bar)	13	13
Volume entre as placas (L)	0,54	0,495
Potência térmica (kW)	15/140	15/140

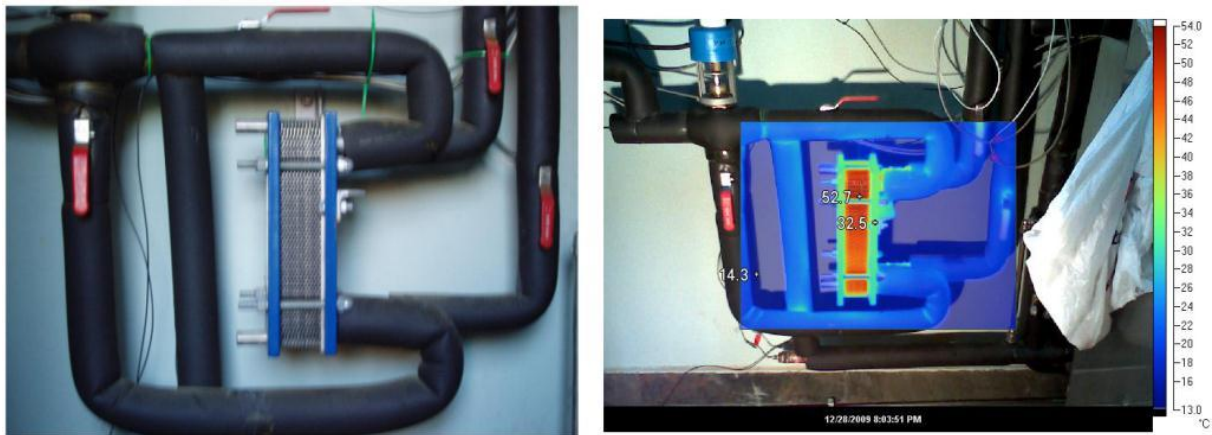


Figura 5.7: Permutador de calor Externo de placas do sistema (direita), e o seu desempenho térmico;

5.3.4 Depósitos

Foram usados 3 depósitos para armazenamento: um para água quente, outro para quente ou fria (500L cada) e o terceiro para AQS (300L), com as características abaixo. Estes depósitos são feitos de aço inoxidável AISI-316, isolados por espuma de poliuretano, tendo no seu interior um permutador de serpentina AISI-316-L desenhado para evitar zonas frias no fundo do mesmo (à excepção do modelo usado no circuito secundário, que é ligado directo, não tendo permutador). Ao depósito de inércia do circuito primário foi ainda acoplado uma resistência de 5 kW, com termóstato regulável e termómetro. A sua montagem é vertical.

Tabela 5.4: Características técnicas dos depósitos de armazenamento ^[38];

Marca/Modelo	Lapeza GX-500-M1	Lapeza GX-300-M1	Lapeza GX-500-R
Volume (L)	480	287	480
Temperatura máxima do circuito (°C)	200	200	-
Pressão máxima do circuito (bar)	25	25	-
Temperatura máxima do depósito (°C)	90	90	90
Pressão máxima do depósito (bar)	8	8	8
Superfície do permutador de calor (m ²)	1,8	1,4	-
Altura×Diâmetro exterior (mm)	1690×770	1685×620	1690×770



Figura 5.8: Depósitos de armazenamento de calor do circuito primário e AQS (esquerda), e de frio/calor do circuito secundário (direita);

5.3.5 Rad Cooler

O sistema utilizado para actuar em casos de emergência, dissipando o excesso de calor no circuito, foi um *Rad Cooler*, que tem as características técnicas descritas abaixo. Este está montado na linha de retorno para o CHP, não permitindo que a temperatura da água ultrapasse o limite deste (92°C).

Tabela 5.5: Características técnicas do Rad Cooler ^[39];

Marca/ Modelo	Emerson ESM013
Potência de arrefecimento (kW)	12,8
Potência Eléctrica (kW)	0,8
Fluxo de ar (m ³ /h)	2,2
Volume interior (dm ³)	7,4
Pressão máxima (bar)	16
Ruído a 10m (db)	46



Figura 5.9: Rad Cooler do sistema estudado;

5.3.6 Ventiloconvectores

A climatização das salas referidas foi realizada através da instalação de um sistema de 4 Ventiloconvectores (2 em cada sala), capazes de fornecer o calor ou frio, consoante as necessidades, com as seguintes características:

Tabela 5.6: Características técnicas dos Ventiloconvectores ^[40];

Marca/ Modelo	Carrier 42 NM 43 SF
Fluxo de ar (L/s)	227
Capacidade Refrigeração total (kW)	4,04
Capacidade de Arrefecimento sensível (kW)	3,28
Fluxo de água (arrefecimento) (L/s)	0,20
Perda de Carga (arrefecimento) (kPa)	18
Capacidade Aquecimento (kW)	5,79
Aquecimento eléctrico (mínimo/máximo) (kW)	1,5/3
Potência da ventoinha tangencial (W)	75



Figura 5.10: Ventiloinvectors instalados numa das salas (esquerda), e desempenho térmico de um deles, num dia de Inverno;

5.3.7 Bombas circuladoras

No circuito primário existem vários componentes que podem ser incluídos e excluídos, consoante a configuração usada, e como cada um provoca perdas de carga neste circuito, o facto de estarem presentes ou não influencia muito o caudal deste circuito, não permitindo que alcancem os valores nominais pretendidos. Foram testadas várias configurações, tendo sido obtidos os resultados descritos na seguinte tabela.

Tabela 5.7: Caudal nominal dos circuitos hidráulicos, e respectivas perdas de carga consoante a configuração do circuito;

Circuito	Configuração	Caudal Nominal (L/min)	Caudal Nominal (m ³ /h)	mH ₂ O
Primário	CHP+ Permutador Placas Externo+ Depósito AQS+ Rad Cooler	40	2,4	23,02
	CHP+ Chiller+ Depósito AQS+ Rad Cooler			18,67
Secundário	Ventiloinvector+ Chiller	20	1,2	11,72
	Ventiloinvector+ Permutador Placas Externo			9,12

No esquema de princípio acima estão representadas duas bombas, uma em cada circuito, mas na verdade elas são 3.

No circuito primário instalou-se, em primeira mão, uma bomba Grundfos TP25-90/2, mas como se pode ver, pela tabela acima e pela figura abaixo, apenas uma bomba da que foi seleccionada não consegue cobrir as perdas de carga do circuito quando se ligam a maior parte dos equipamentos (23,02mH₂O contra 8,3mH₂O). Para resolver este problema colocou-se em série outra bomba exactamente igual, que não solucionou o problema, mas que permitiu a operação do sistema. As duas bombas em série, como se constata pela figura 5.12, suportam perdas de carga até 16,4mH₂O para o caudal nominal que se queria atingir, valor que continua abaixo dos 23,02mH₂O registados.

No circuito secundário, como o caudal nominal é de 20L/min, escolheu-se a bomba Grundfos TP32-150. Pela figura abaixo constata-se que para o caudal escolhido a bomba consegue suportar as perdas de carga máximas neste circuito, já que os cerca de 13 mH₂O calculados estão acima dos 11,72 mH₂O que se atingem quando o *chiller* e os ventiloinvectors estão ligados.

As suas características estão transcritas abaixo.

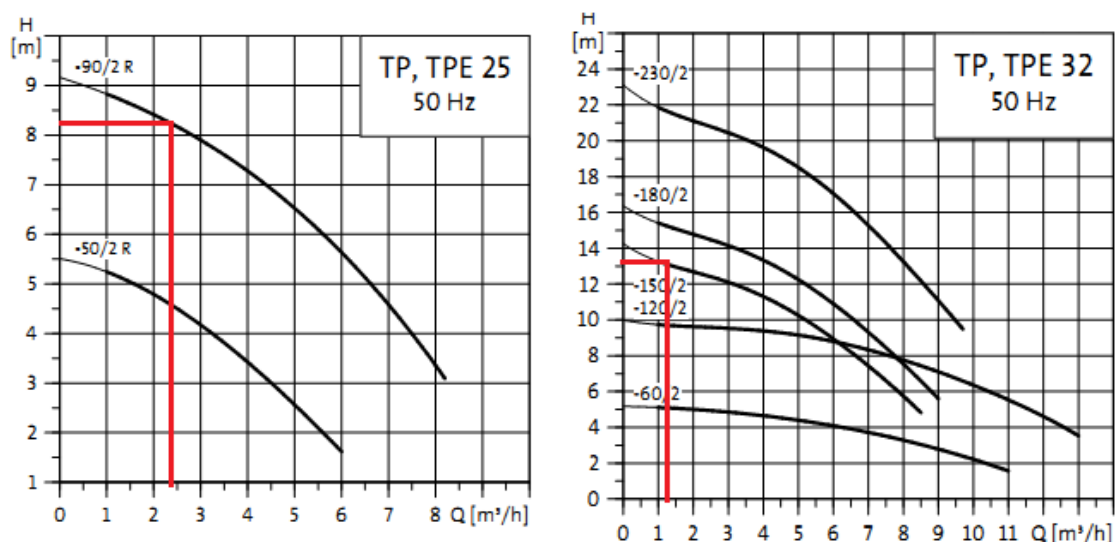


Figura 5.11: Curva das perdas de carga das bombas circuladoras seleccionadas ^[42];

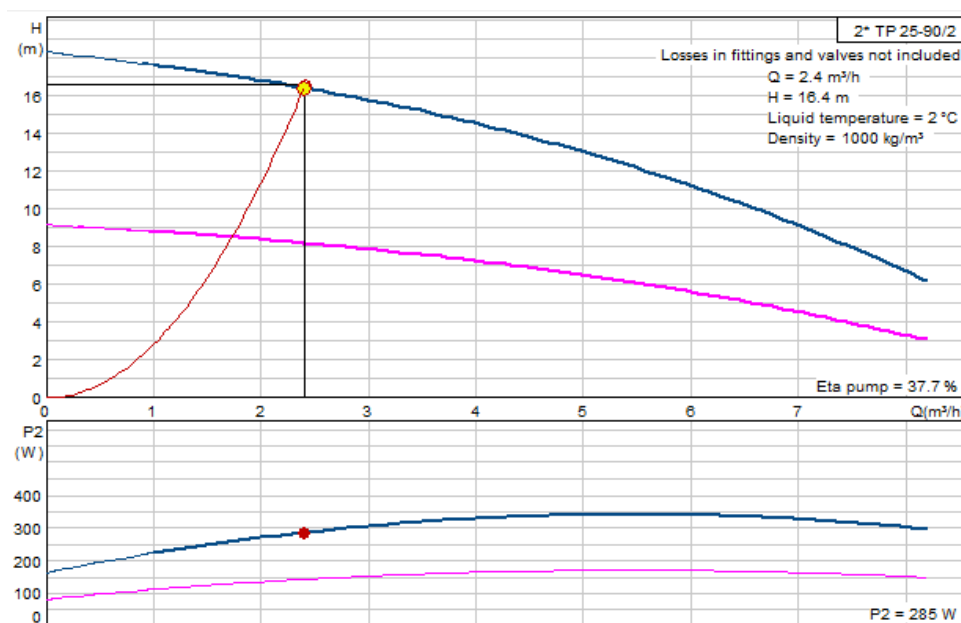


Figura 5.12: Curva da perda de carga de duas bombas 25-90/2 em série ^[41];

Tabela 5.8: Características técnicas das Bombas circuladoras ^[42];

Marca/ Modelo	Grundfos TP 25-90/2	Grundfos TP 32-150
Caudal nominal (m³/h)	6	5,8
Potência motor (kW)	0,25	0,37
Temperatura fluído máxima (°C)	110°	140°
Temperatura fluído mínima (°C)	0°	0°
Temperatura ambiente máxima (°C)	40°	40°
Pressão máxima (bar)	10	10
rpm	2840	2865
Direcção da rotação	Contrário ao do relógio	Contrário ao do relógio



Figura 5.13: Bombas circuladoras do sistema. À esquerda é uma do circuito primário, e à direita a do circuito secundário;

5.3.8 Vasos de expansão

À semelhança do que acontece com as bombas circuladoras, apesar de no esquema de princípio acima estarem 2 vasos de expansão, eles na realidade são 3. Isto sucede porque para o volume calculado para o circuito primário não havia no mercado uma solução única que ficasse perto desse valor. A solução foi então colocar dois vasos de expansão, um de 50L e outro de 35L, nesse circuito para perfazer o volume necessário para o bom funcionamento deste. No circuito secundário usou-se apenas um vaso de expansão de 50L. As suas características técnicas estão abaixo descritas.

Tabela 5.9: Características técnicas dos Vasos de expansão ^[37];

Marca/ Modelo	Zilmet 50L	Zilmet 35L
Volume (L)	50	35
Pressão pré-carregada (bar)	1,5	1,5
Pressão máxima (bar)	4	4
Temperatura fluído máxima (°C)	99°	99°
Temperatura fluído mínima (°C)	-10°	-10°



Figura 5.14: Vasos de Expansão do sistema;

5.3.9 Válvulas de 3 vias

As válvulas de 3 vias usadas permitem controlar o sistema na medida que canalizam o fluido térmico para a direcção/aplicação que se pretende. Se tiverem sinal proporcional, podem fazer a mistura entre dois fluxos, de modo a “temperar” o fluido como se quiser. Isto permite, por exemplo, que o fluido térmico do circuito primário aqueça lentamente o depósito de armazenamento de calor, ao se regular a válvula em causa para que deixe entrar 10% no depósito e o restante siga o circuito primário.

Caso sejam *on/off*, não se consegue fazer esta mistura, pois a filosofia passa a ser ou tudo ou nada, na medida em que o fluido ou vai para uma direcção ou para a outra.

Neste sistema foram aplicados dois controlos proporcionais (à saída de cada depósito de acumulação de 500L, ou seja, uma em cada circuito) e cinco controlos *on/off* (no circuito primário estão na bifurcação para o TDC ou para o permutador de calor externo, à saída do permutador de calor externo, do depósito de AQS, do *Rad Cooler*; no circuito secundário estão à saída do TDC e do permutador de placas externo). Na figura acima (5.2) está o esquema final do sistema, onde aparecem descritas as localizações destes componentes. As características técnicas destes produtos estão abaixo.

Note-se que como no circuito primário a temperatura a que circula o fluido térmico é maior, a pressão a que o circuito hidráulico está sujeito é superior, logo as válvulas que foram aplicadas são as que têm uma força mecânica maior. Seguindo esta linha de pensamento, no circuito secundário foram aplicadas as com menor força mecânica.

Tabela 5.10: Características técnicas das válvulas de 3 vias ^[43].

Marca/ Modelo	Jonhson Controls 7150	Jonhson Controls 7310	Jonhson Controls 7152	Jonhson Controls 7312
Tipo de motor	Síncrono	Síncrono	Síncrono	Síncrono
Potência do Motor (W)	2,7	2	2,7	2
Fonte de Alimentação Motor (V)	24	24	24	24
Controlo	Flutuante (On/Off)	Flutuante (On/Off)	Proporcional (Modulante)	Proporcional (Modulante)
Sinal de actuação (V DC)	-	-	0-10V	0-10V
Força mecânica (N)	400	150	400	150
Temperatura de operação ambiente (°C)	-18°/140°	-5°/55°	-18°/140°	-5°/55°
Temperatura de operação fluido(°C)	0°/100°	0°/70°	0°/100°	0°/70°
Pressão operação (bar)	5	5	5	5

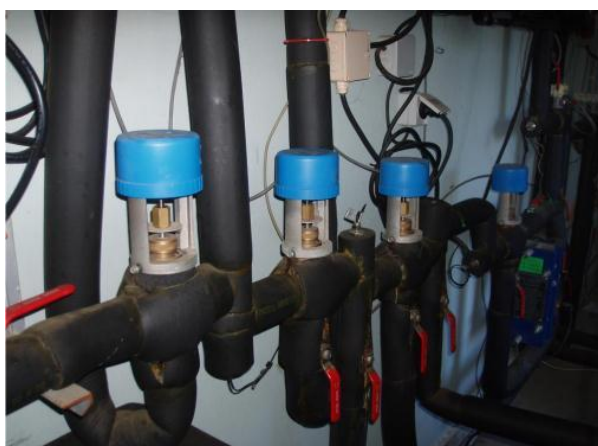


Figura 5.15: Válvulas de 3 vias *on-off* (esquerda) e modulante (direita);

5.3.10 Tubagem do circuito hidráulico e Isolamento

A tubagem usada na ligação dos componentes descritos anteriormente é de cobre, com diâmetro de 28mm para o circuito primário e 22mm para o secundário. No circuito primário foi ainda usado uma secção de 22mm para instalar o caudalímetros, entre o CHP e o *Rad Cooler*. Para reduzir as perdas de calor no circuito, foi ainda instalado um isolamento da Armacell Armaflex IT com 19mm de espessura. Estes dados foram compilados na seguinte tabela. Na figura abaixo é ainda perceptível a diferença que a aplicação de isolamento introduz na eficiência da transferência de energia ao longo do circuito hidráulico.

Tabela 5.11: Características técnicas do circuito hidráulico e isolamento ^[44];

Tubagem	Cobre
Diâmetro Exterior Circuito Primário (mm)	28
Diâmetro Interior Circuito Primário (mm)	26
Diâmetro Exterior Circuito Secundário (mm)	22
Diâmetro Interior Circuito Secundário (mm)	20
Isolamento	Armacell Armaflex IT
Modelo Primário	IT 20×28
Modelo Secundário	IT 20×22
Material	Espuma elastomérica à base de borracha
Espessura Nominal (mm)	19
Condutibilidade Térmica (W/m.K)	0,037 (20°)

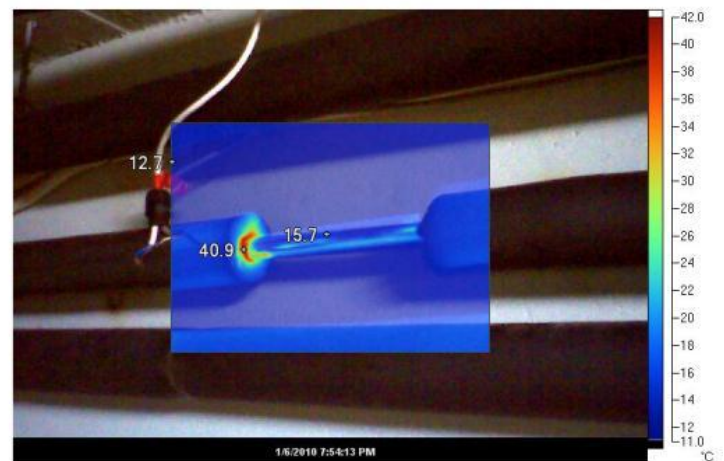


Figura 5.16: Tubagem do circuito hidráulico com isolamento (esquerda), e desempenho térmico da mesma com e sem isolamento (direita);

5.4 Descrição dos SST existentes

Existem dois SST que se pretendem ligar ao sistema CHCP em estudo: um situado no topo do edifício Solar XXI (entretanto já ligado) e outro situado no edifício G, cujo dimensionamento da ligação é um dos motivos deste trabalho. A figura seguinte ilustra a sua posição física nos edifícios.



Figura 5.17: Localização dos SST referidos;

5.4.1 SST do edifício G

Este SST é composto por 24 colectores, cuja função é produzir AQS para o sistema DEC que também é operado neste edifício. Este campo de colectores do tipo CPC é constituído pelos 24 colectores já referidos, instalados em duas filas de 6 baterias em paralelo, contendo cada bateria 2 colectores em série (figura abaixo). A alimentação deste campo é invertida, de modo a que o circuito hidráulico esteja mais equilibrado, uma vez que o último colector a receber o fluído térmico frio, é o primeiro a entregar o mesmo quente, aumentando a eficiência de transmissão de calor, porque o percurso do fluído quente é o assim o menor possível. Uma vez que cada colector tem $1,99\text{m}^2$ de área colectora (abertura), o SST tem uma área colectora total de $47,76\text{m}^2$, montados com uma inclinação de 30° , para privilegiar a produção anual, a uma distância entre filas de 2,10m. Note-se que o sistema está orientado a sul. O caudal calculado é de $31,2\text{L/h.m}^2$.



Figura 5.18: Campo de colectores do edifício G;

Este sistema tem a particularidade de o fluído térmico ser água sem mistura de glicol. Nesse sentido, para proteger o circuito hidráulico do perigo de congelamento, a bomba circuladora está sempre a circular a água, evitando a cristalização da mesma.

A tracejado encontra-se a ligação que se quer efectuar ao CHCP, de modo a aproveitar o fluído térmico quente produzido. Esta será feita na parte mais quente da instalação, logo antes do fluído

térmico entrar no permutador de calor externo que entrega o calor ao DEC. A ligação da água fria será feita imediatamente antes da bomba circuladora, que bombeia o líquido para os colectores.

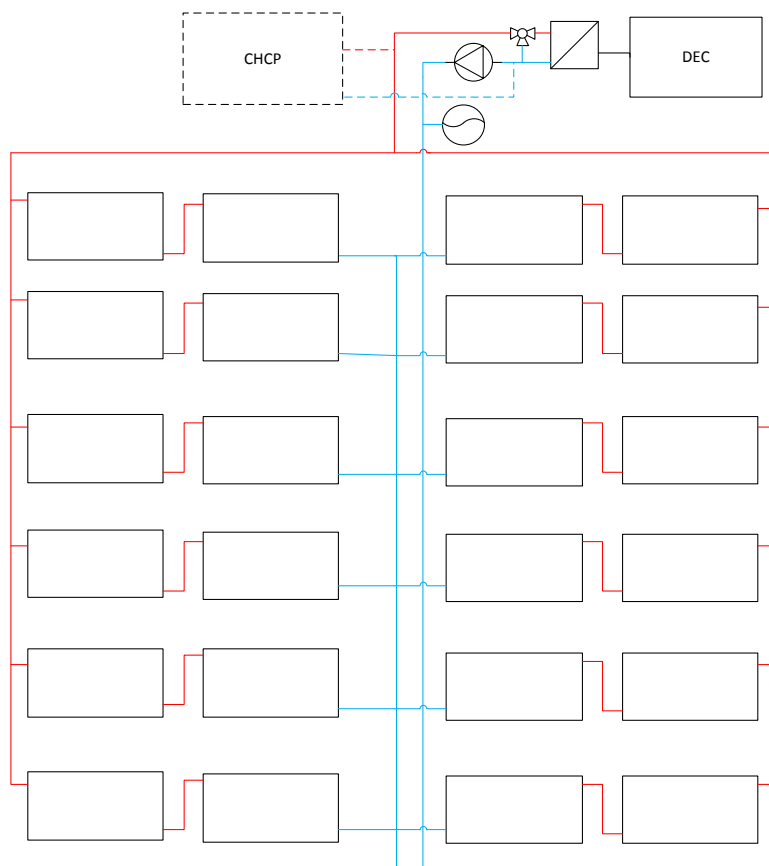


Figura 5.19: Esquema unifilar da bateria de colectores do edifício G;

Estes colectores são AoSol CPC 3E+ para utilizar na horizontal, como esquematizado, tendo sido usados na orientação este-oeste. Possuem certificação Certif (PSK – 013/2008), com as seguintes características técnicas descritas na seguinte tabela.

Tabela 5.12: Características técnicas dos colectores (descritas no certificado) aplicados no edifício G;

Marca/ Modelo	AoSol CPC 3E+
Rendimento óptico (η_0)	0,726
Coefficiente perdas a_1 ($W/m^2.K$)	3,7
Coefficiente perdas a_2 ($W/m^2.K^2$)	0,014
Área de absorsor (m^2)	1,96
Área de abertura (m^2)	1,99
Área total (m^2)	2,22
Temperatura de estagnação ($^{\circ}C$)	179°
Modificador de ângulo a 50°	0,93
Perda de carga colector (Pa)	1979
Pressão máxima de operação (bar)	6
Capacidade efectiva colector ($kJ/m^2.K$)	15,88
Capacidade colector (L)	1,8

5.4.2 SST do edifício Solar XXI

Este SST é composto por 8 colectores, cuja função é produzir AQS de modo a reduzir as necessidades de aquecimento do edifício em causa. Este campo de colectores do tipo Plano é constituído pelos 8 colectores já referidos, instalados em 4 baterias em paralelo, contendo cada bateria 2 colectores em série (figura abaixo). A alimentação deste campo é invertida pelos mesmos motivos explicados acima.

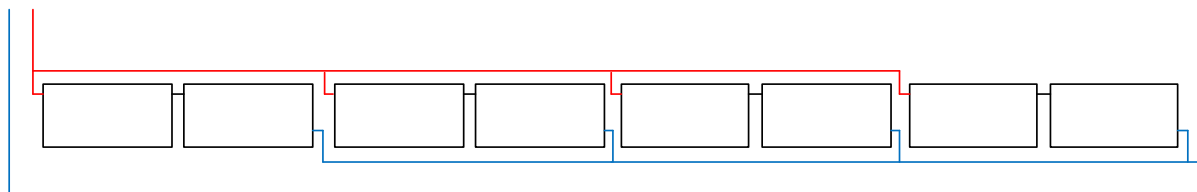


Figura 5.20: Esquema unifilar da bateria de colectores do Solar XXI;

Estes colectores são Sonnenkraft SK500 N para utilizar na horizontal, como esquematizado. Possuem certificação DIN CERTCO (011-7S068 F), com as características técnicas descritas na seguinte tabela.

Tabela 5.13: Características técnicas dos colectores (descritas no certificado) aplicados no Solar XXI;

Marca/ Modelo	Sonnenkraft SK500N
Rendimento óptico (η_0)	0,770
Coeficiente perdas a_1 ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)	3,494
Coeficiente perdas a_2 ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^2$)	0,017
Área de absorção (m^2)	2,211
Temperatura de estagnação ($^{\circ}\text{C}$)	218 $^{\circ}$
Modificador de ângulo a 50 $^{\circ}$	0,95
Perda de carga colector (Pa)	1979
Pressão máxima de operação (bar)	10
Capacidade efectiva colector ($\text{kJ/m}^2 \cdot \text{K}$)	5,34

Uma vez que no verão o Solar XXI não necessita de AQS para aquecimento, esta carga térmica pode muito bem ser aproveitada para o arrefecimento solar do sistema CHCP, daí a sua ligação a este. Este campo colector tem uma área colectora de cerca de $17,7\text{m}^2$, montados com uma inclinação de 50° , para privilegiar o Inverno, que é a altura do ano para o qual este sistema foi pensado. Note-se que o sistema está orientado a sul. O caudal calculado é de $29,4\text{L/h.m}^2$, sendo o fluído térmico uma mistura de água com 25% de glicol^[45].



Figura 5.21: Colectores do Solar XXI;

5.5 Modos de funcionamento

Como foi referido anteriormente, este sistema tem a capacidade para climatizar de acordo com as necessidades térmicas do edifício. Nesse sentido os componentes que o compõem podem ser divididos, consoante o uso que se quiser do sistema, em dois modos de funcionamento principais: o de inverno (aquecimento) e o de verão (arrefecimento).

5.5.1 Modo de Inverno

Nesta tipologia o objectivo do sistema é o de conseguir entregar calor ao edifício, tarefa que é conseguida ao se aquecer o circuito secundário. Sendo assim, a utilização do *chiller* deixa de fazer sentido, pelo que este é “desligado” do sistema. O calor inserido no circuito hidráulico do primário pelo CHP vai ser entregue ao anel de climatização pelo permutador de placas externo. A gestão dos dois circuitos continua a ser efectuada pelo operador do sistema, que detém o controlo de todas as válvulas de 3 vias existentes. Assim pode entregar mais ou menos calor, “temperando” a água de acordo com a temperatura que quiser entregar, podendo ainda armazená-lo em qualquer um dos 3 depósitos existentes. O circuito passa a ter a seguinte configuração, conforme esquematizado na seguinte figura.

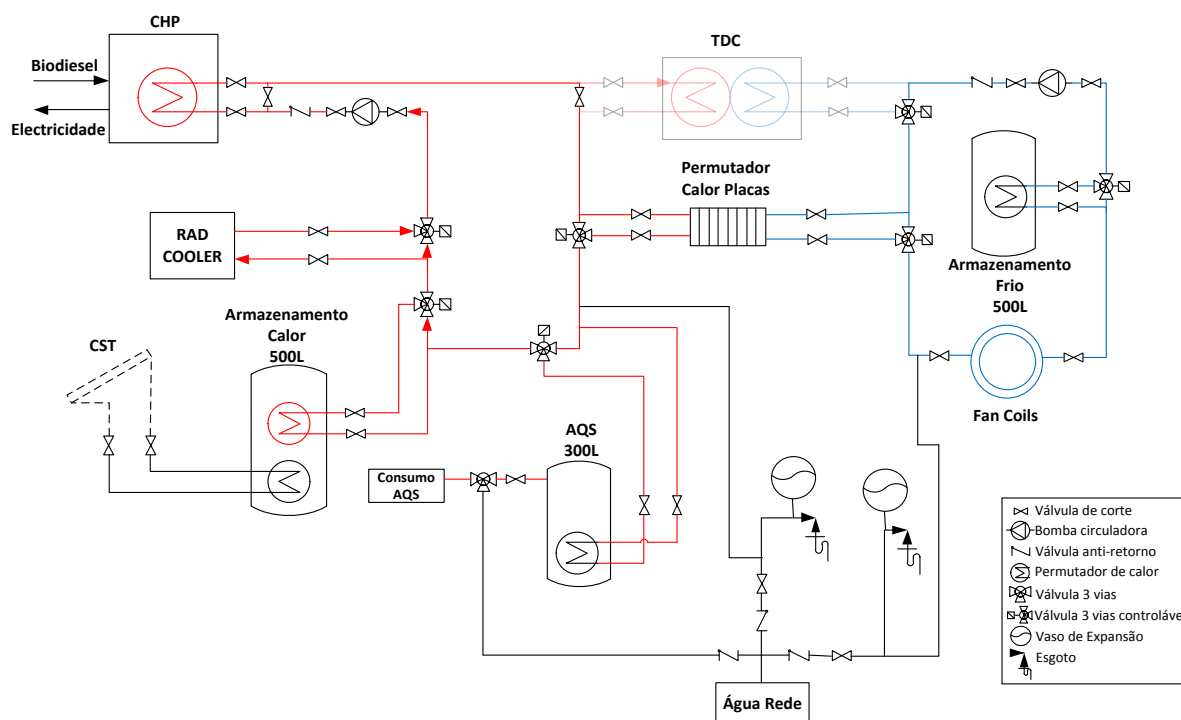


Figura 5.22: Sistema estudado no modo de Inverno (ou de aquecimento);

5.5.2 Modo de Verão

Nesta tipologia o objectivo do sistema é o de conseguir retirar calor ao edifício, tarefa que é conseguida arrefecendo o circuito secundário. Desta vez é a utilização do permutador de calor externo que deixa de fazer sentido, sendo “desligado” do sistema. Nesta configuração o calor introduzido pelo CHP no circuito primário vai ser usado pelo *chiller* para retirar calor ao circuito de climatização. A gestão dos dois circuitos vai ser efectuada do mesmo modo que a anterior, com apenas uma nuance: no circuito primário continua a possibilidade de se armazenar calor nos seus dois depósitos, mas no anel de climatização começa-se a lidar com água a uma temperatura inferior o que implica a acumulação de energia a temperaturas mais frias. O circuito passa a ter a seguinte configuração, conforme esquematizado na seguinte figura.

Note-se que o objectivo desta dissertação era o de aplicar um SST a uma unidade de climatização, com a ideia de estudar um sistema de arrefecimento solar. Dos dois SST referidos, apenas o do edifício Solar XXI se encontra ligado ao CHCP, como a seguinte figura ilustra. O sistema solar térmico existente no edifício G ainda não foi ligado, senda que essa ligação foi estudada e dimensionada no âmbito deste trabalho.

Sendo assim esta configuração está muito próxima da que foi estudada, com algumas diferenças descritas no próximo capítulo.

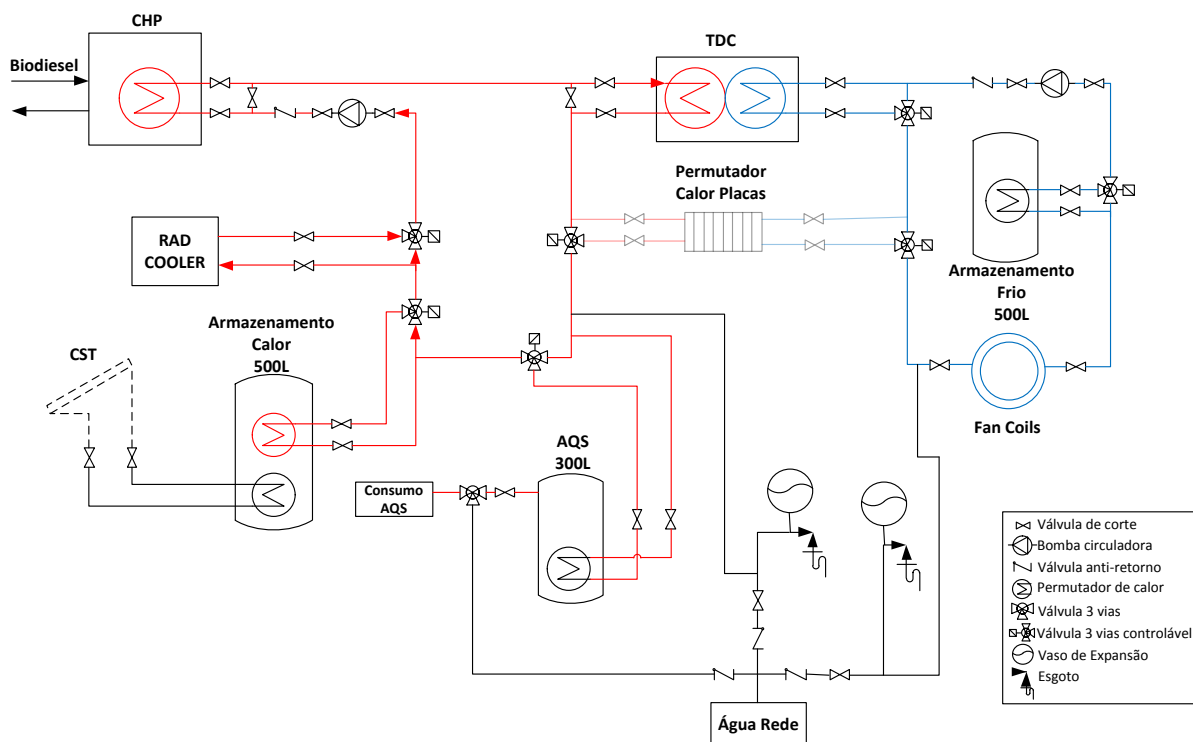


Figura 5.23: Sistema estudado no modo de Verão (ou de arrefecimento);

6. Dimensionamento do SST para o sistema estudado

Como já foi referido anteriormente, um dos objectivos desta dissertação é o de dimensionar um sistema solar térmico para aplicação num sistema de arrefecimento solar. Este último já foi descrito no capítulo anterior, sendo idêntico ao modo de funcionamento de verão do sistema já existente nas instalações do LNEG, mas com algumas modificações. A ideia principal é que o calor a fornecer ao *chiller* seja totalmente fornecido pelos campos de CST que estão actualmente no topo do edifício G e do Solar XXI. Só assim se consegue produzir frio na máquina de absorção cujo calor é totalmente fornecido por energia solar.

Em condições normais o SST seria dimensionado de acordo com a carga térmica que se pretende fornecer. Neste caso específico fez-se ao contrário, pois já existem dois SST instalados que se pretendem conectar ao sistema de frio solar que também já está instalado. Nesse sentido determinou-se a carga térmica necessária para o arrefecimento e verificou-se até que ponto estes conseguiriam contribuir para a operação do sistema CHCP, se estariam sobredimensionados ou subdimensionados. Em qualquer dos casos o importante é efectuar a ligação da maneira correcta, e operar o sistema como um todo, com o intuito de perceber o seu funcionamento, e quais as performances que este consegue alcançar.

Neste trabalho só é estudado o dimensionamento da ligação do sistema solar térmico existente no edifício G, porque o sistema do edifício Solar XXI já está conectado.

6.1 Dimensionamento da ligação do SST edifício G ao CHCP

No dimensionamento de uma instalação deste tipo deve-se ter o cuidado de ir ao mais pequeno pormenor, para que esta fique bem delineada e projectada, de modo a que o balanço energético final tenha o menor peso possível das chamadas tecnologias convencionais, de origem fóssil. De seguida encontra-se o dimensionamento realizado, com a justificação de todas as opções tomadas. Note-se que este circuito que está a ser dimensionado pode ser considerado paralelo (ou independente) relativamente aos existentes (colectores do G e CHCP), pois está pensado para ser desligado sempre que necessário.

6.1.1 Caudal nominal do circuito primário

O caudal nominal que irá fluir no circuito hidráulico e o fluído térmico escolhido têm uma grande importância na transferência de energia térmica:

- A presença de um anticongelante (glicol, por norma), provoca a diminuição do calor específico do fluído, logo é preciso ser cuidadoso na escolha da percentagem de mistura;
- O aumento do caudal eleva a transferência de calor, mas também sobe o consumo eléctrico da bomba circuladora, existindo um ponto a partir do qual o ganho térmico deixa de ser significativo;

Sendo assim, o valor do caudal aconselhado depende do colector e das características do fluído térmico, sendo obtido pela seguinte expressão:

$$\dot{m} = \frac{10 \times F'U_L}{C_p} \quad (1)$$

Em que:

\dot{m} - é o caudal mássico, em kg/s.m²

$F'U_L$ - é o coeficiente de perdas de calor do colector, em W/m².K

C_p - é o calor específico do fluído consoante a percentagem de glicol, em J/kg.K

Como foi referido, o fluído térmico usado é água sem glicol, logo o calor específico é o da água (4186 J/kg.K) e o coeficiente de perdas do colector é que vem descrito acima (3,7 W/m².K). Sendo assim o caudal nominal a aplicar será:

$$\dot{m} = \frac{10 \times 3,7}{4186} = 0,00884 \text{ kg / s.m}^2$$

Este caudal é o valor por cada metro quadrado de colector. Para se determinar o caudal no campo todo, é necessário calcular a área total absorvora. Neste caso como a área de abertura deste colector é 1,99m², a área total dos 24 colectores será 47,76m². O caudal mássico total do campo de colectores será então:

$$\dot{m}_T = 0,0088 \times 47,76 = 0,422 \text{ kg / s}$$

Como o caudal mássico dificulta um pouco os cálculos, para simplificá-los este é convertido em caudal volúmico através da seguinte equação:

$$Q = \frac{\dot{m}_T}{\rho} \quad (2)$$

Em que:

Q - é o caudal volúmico total dos colectores, em m³/s

\dot{m}_T - é caudal mássico total dos colectores, em kg/s

ρ - é a massa específica da água, consoante a mistura de glicol, em kg/m³

Como neste caso a água não é misturada com glicol, a sua massa específica são 1000kg/m³, pelo que o caudal volúmico total dos colectores será:

$$Q = \frac{0,422}{1000} = 4,22 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Só por curiosidade, este caudal volúmico total pode ser ainda mais simplificado, se for colocado com base horária, bastando para isso multiplicá-lo pelo valor de uma hora, ou seja, 3600s, ficando:

$$Q = 4,22 \times 10^{-4} \times 3600 = 1,52 \text{ m}^3 / \text{h} = 1520 \text{ L / h}$$

6.1.2 Circuito hidráulico

O circuito hidráulico é também um componente a que se deve dar importância, nomeadamente no sentido de reduzi-lo ao máximo, quer em comprimento total como na sua secção, porque:

- O custo da tubagem é elevado, mesmo para o cobre, que é a opção mais aplicada, o que em sistemas grandes, como este, tem um impacto significativo no orçamento;
- Quanto menor o caminho que o fluído térmico percorrer, menor serão as perdas térmicas;
- O desperdício de água desde a abertura da torneira até que chegue água quente é directamente proporcional;

É importante referir que neste caso optou-se pela utilização de cobre.

O diâmetro interno da tubagem é então dado pela seguinte expressão:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v_{rec}}} \quad (3)$$

Em que:

d - é o diâmetro interno da tubagem, em m

Q - é o caudal volumétrico total dos colectores, em m³/s

v_{rec} - é a velocidade recomendada para o circuito, escolhida para o efeito, em m/s

A velocidade recomendada tem um valor máximo de 1,5m/s para o circuito primário, pelo que foi considerado um valor mais mediano (0,6m/s). Note-se que este valor é só indicativo, porque a velocidade real será dada em virtude do diâmetro comercial escolhido, como se verá mais abaixo. Por agora, aplicando os valores conhecidos à equação (3) temos que:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 4,22 \times 10^{-4}}{\pi \times 0,6}} = 0,030m = 30mm$$

Agora que se tem uma noção da dimensão do diâmetro interno, tem que se estudar qual o diâmetro comercial mais próximo que sirva o propósito. Para esta gama existem duas possibilidades comerciais:

- Tubo de cobre de 35mm de diâmetro exterior e 33mm interior;
- Tubo de cobre de 28mm de diâmetro exterior e 26mm interior;

Como a preocupação principal é usar a tubagem com a secção mais pequena possível, vamos estudar primeiro a tubagem mais pequena, e caso esta não seja indicada, estudaremos a maior.

Sendo assim rearranjando a equação (3) em ordem à velocidade temos que:

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times d^2} \quad (4)$$

A velocidade que teremos na tubagem para um diâmetro interno de 26mm, também denominada de corrigida será:

$$v = \frac{4 \times 4,22 \times 10^{-4}}{\pi \times 0,026^2} = 0,8m/s$$

Este valor está dentro do limite de velocidade referido anteriormente (1,5m/s).

Para se verificar se esta tubagem pode ser aplicada tem que se confirmar que não terá perdas de carga exageradas, acima do valor de referência de 4mbar por metro linear de tubo. Esse valor calcula-se através de:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = f \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot L \quad (5)$$

Em que:

ΔH - são as perdas de carga na tubagem, em mca (metros de coluna de água)

ΔP - são as perdas de carga na tubagem, em Pa

ρ - é a massa específica da água, consoante a mistura de glicol, em kg/m^3

g - é a aceleração da gravidade, em m^2/s

f - é o factor de atrito, adimensional

d - é o diâmetro interno da tubagem, em m

v - é a velocidade corrigida para o diâmetro escolhido, em m/s

L - é o comprimento da tubagem, em m

Para calcular o factor de atrito, é necessário conhecer outros parâmetros, como o número de *Reynolds* e a rugosidade relativa do tubo. Com estes valores será visto no diagrama de *Moody* qual o valor do factor de atrito.

Então o número de *Reynolds* é obtido através da seguinte equação:

$$\text{Re} = \frac{v \times d}{\nu} \quad (6)$$

Em que:

Re - é o número de *Reynolds*, adimensional

v - é a velocidade corrigida calculada, em m/s

d - é o diâmetro interno da tubagem, em m

ν - é a viscosidade cinemática do fluído térmico, em m^2/s

A viscosidade cinemática da água varia consoante a temperatura, estando esses valores tabelados. Para uma temperatura de 40°C, a viscosidade cinemática do fluído térmico escolhido é $6,58 \times 10^{-7} \text{m}^2/\text{s}$. É escolhida esta temperatura porque normalmente o fluído térmico no início do dia está a 20°C, e no final do dia a 60°C, daí se escolher o valor médio entre estes.

Aplicando a expressão (6) temos que o número de *Reynolds* será:

$$\text{Re} = \frac{0,8 \times 0,026}{6,58 \times 10^{-7}} = 3161094$$

Para determinar o factor de atrito basta aceder ao diagrama mencionado acima e verificar o valor obtido da intersecção do número de *Reynolds* calculado e da primeira curva do diagrama, que corresponde à rugosidade relativa de um tubo liso. No caso do tubo de cobre, que é o material escolhido, não é preciso calcular a rugosidade relativa, pois este é um tubo liso, daí se poder usar logo a primeira linha.

Assim, pelo diagrama de *Moody*, temos que o factor de atrito é cerca de 0,023. Como se quer saber as perdas de carga por cada metro linear de tubo, obviamente que o comprimento da tubagem (L) será 1m.

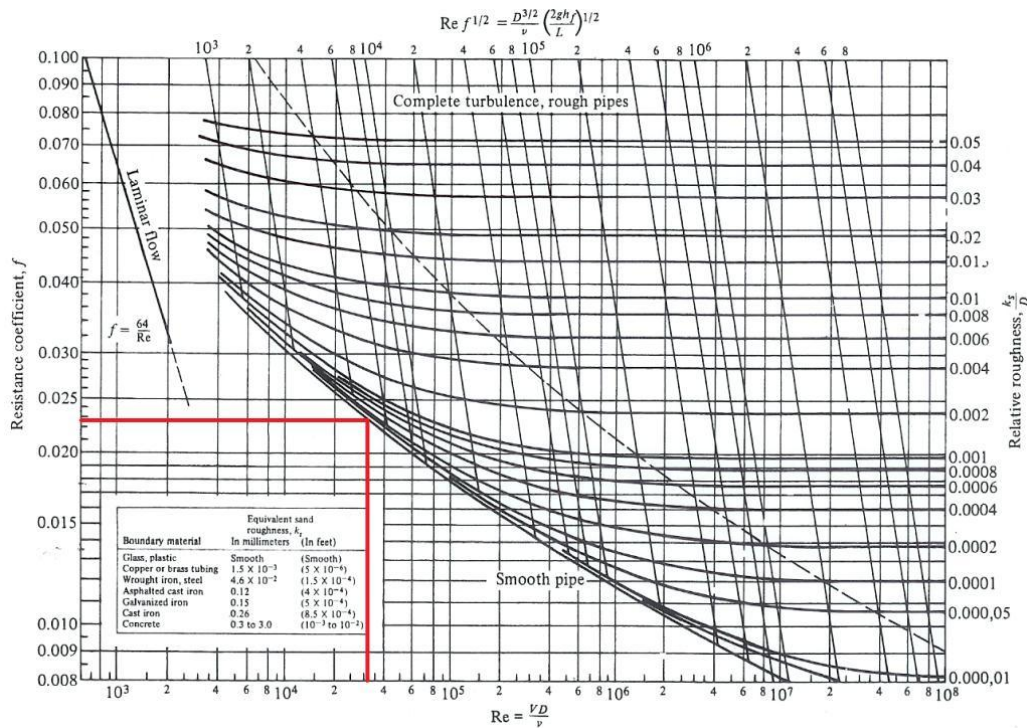


Figura 6.1: Diagrama de Moody ^[35];

Aplicando a equação (5) temos que as perdas de carga por cada metro linear de tubo serão:

$$\Delta H = 0,023 \cdot \frac{1}{0,026} \cdot \frac{0,8^2}{2 \times 9,8} \cdot 1 = 0,0285 \text{ mca} / m$$

Para converter as perdas de carga para mbar, recorre-se novamente à equação (5), mas desta vez à primeira metade, rearranjando-a. Assim:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta H = 1000 \times 9,8 \times 0,0285 = 279,3 \text{ Pa} / m$$

Sabendo que 1bar correspondem a 101325Pa, ou seja, 1mbar são 101,325Pa logo as perdas de carga por metro linear de tubo são:

$$\Delta P = \frac{279,3}{101,325} = 2,76 \text{ mbar} / m$$

Uma vez que as perdas de carga por metro linear de tubo são inferiores ao máximo referido de 4mbar, então a tubagem comercial de 28mm de diâmetro exterior é perfeitamente adequada para aplicar no circuito primário dos colectores.

A tubagem será de cobre, pois este é o tipo mais indicado para instalações solares térmicas, ao nível técnico e económico. É resistente à corrosão, tanto interior (referente aos fluídos que circulam no seu interior) como exterior (ar, humidade e outros agentes atmosféricos). Como tem uma grande ductilidade e maleabilidade é uma boa opção para aplicar em traçados difíceis.

Para melhorar as performances térmicas do sistema, toda a tubagem (incluindo os seus acessórios) será isolada termicamente e mecanicamente.

O isolamento térmico será do tipo Armaflex (como o que foi aplicado no CHCP) ou equivalente, de alta densidade e espessura adequada. O diâmetro interior do isolamento deverá ser semelhante ao diâmetro exterior da tubagem (28mm), para garantir perdas térmicas de contacto baixas. Relativamente aos acessórios estes devem ser completamente envolvidos, de modo a evitarem-se condensações. Sendo assim a espessura do isolamento deverá ser pelo menos 19mm, e ter uma condutibilidade térmica de pelo menos $0,040 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (a 20°C).

6.1.3 Permutador de Calor

Os permutadores de calor são introduzidos nos SST para se ter dois circuitos independentes. Como se sabe, a água é um fluido com um grande calor específico, mesmo quando se acrescenta glicol para congelar a temperaturas mais baixas que 0°C o seu valor fica marginalmente mais baixo. Apesar do seu bom desempenho térmico, esta também tem desvantagens, como o seu poder corrosivo e calcário dissolvido, que cristaliza quando congela. Para combater esta situação opera-se a água em circuito fechado e inseriu-se os permutadores, que encarecem a instalação e acrescentam mais uma penalização térmica, pois não são 100% eficazes, mas no fim é compensador pois a corrosão é diminuída e os depósitos de calcário desaparecem.

O rendimento dos permutadores de calor é a relação entre a energia que consegue fornecer e aquela que recebeu. Para um permutador bem isolado as perdas térmicas são da ordem dos 5%, ou seja, atinge rendimentos à volta dos 95%.

Já a eficácia de um permutador é um pouco diferente, pois consiste na relação do energia permutada e a máxima que em teoria poderia permutar, se a área de permuta fosse muito grande. Sendo assim a eficácia do permutador depende da área de permuta, da sua geometria e forma e da condutibilidade térmica do material de que é feito.

Para cada tipo de permutador existe uma eficácia recomendada, sendo útil na escolha entender que:

- Quanto maior for a eficácia do permutador, maior será o seu custo, não compensando ultrapassar o valor recomendado;
- Quanto menor for a eficácia, maior será a temperatura do fluido térmico à chegada dos colectores, fazendo com o rendimento destes também diminua;

Organizando os permutadores por ordem crescente de eficácia temos: permutador de camisa (0,35), permutador de serpentina (0,55) e permutador de placas (0,75).

Neste caso particular como se quer aproveitar ao máximo a energia proveniente do sol, resolveu-se adoptar os permutadores de placas, mesmo que não seja a opção mais económica nesta situação.

Este tipo de permutadores são os mais usados, grande devido às seguintes vantagens:

- Grande durabilidade e rentabilidade garantidas por alta qualidade do material;
- São moduláveis pois permitem o aumento do número de placas facilmente;
- São desmontáveis e de fácil limpeza, ou seja, permitem uma fácil manutenção;
- Têm a melhor eficácia apesar do seu pequeno tamanho, porque o seu funcionamento em contracorrente permite uma grande potência de permuta;

A potência de permuta é calculada partindo do pressuposto que a cada metro quadrado de área absorvedora correspondem a 750W de potência de permuta, o que se simplifica na seguinte equação:

$$P = 750 \times A_{\text{absorvedora}} \quad (7)$$

Em que:

P - é a potência do permutador, em W

$A_{\text{absorvedora}}$ - é a área total de absorção dos colectores, em m²

Aplicando a equação (7), sabendo que a área de absorção total deste campo de colectores é de 47,76m², determinou-se que a potência do permutador recomendada é:

$$P = 750 \times 47,76 = 35820W = 35,82kW$$

Como foi referido anteriormente, o *chiller* para funcionar à potência nominal necessita de 13kW da fonte quente.

Dado que o permutador de calor de 35kW ficaria muito sobredimensionado, optou-se, em primeira mão, por aplicar um com uma potência de 25kW, pois era suficiente para o funcionamento do TDC, com a benefício de tornar o sistema mais económico. Mas pela comparação de preços efectuada, verificou-se que a opção mais em conta era o modelo CB14-30H da Alfa Laval, que permite trocas de calor até 50kW. As características do permutador seleccionado estão na tabela abaixo.

Tabela 6.1: Características técnicas do permutador de placas seleccionado ^[46];

Marca/Modelo	Alfa Laval CB14
Temperatura operação (°C)	-160°/225°
Pressão máxima (bar)	30
Caudal máximo (m³/h)	4,6
Volume entre as placas (L)	0,02
Potência térmica (kW)	50
Perda de carga máxima (bar)	0,2

6.1.4 Perdas de Carga Totais

As perdas de carga totais no circuito hidráulico são o somatório das perdas de carga localizadas, que neste caso são a dos colectores, do permutador de calor, na tubagem e em todos os acessórios (tês e joelhos de 90°, por exemplo).

Relativamente a estes últimos, as perdas de carga são determinadas através de um coeficiente de perda localizada que está tabelado^[35] consoante o acessório, sendo depois calculada a perda de carga através da seguinte expressão:

$$\Delta H = k \frac{v^2}{2g} \quad (8)$$

Em que:

ΔH - são as perdas de carga, em mca

k - é o coeficiente de perda localizada, adimensional

v - é a velocidade corrigida do circuito, em m/s

g - é a aceleração da gravidade, em m²/s

Depois de um levantamento exaustivo de todos os acessórios necessários à instalação do circuito, obteve-se os seguintes resultados, assumindo que os acessórios a utilizar serão de todos de uma polegada.

Tabela 6.2: Perdas de carga dos acessórios;

Acessório	Coeficiente k	ΔH /acessório (mca)	Quantidade de acessórios	ΔH total acessório (mca)
Válvula de corte globo	8,2	0,26	5	1,32
Válvula de corte ballstop	13,5	0,44	1	0,44
Joelho 90° normal	1,5	0,05	37	1,79
Tê 90° escoamento directo	0,9	0,03	2	0,06
Tê 90° escoamento ramal	1,8	0,06	5	0,29
			Total	3,90

As perdas de carga na tubagem por metro linear de tubo já foram determinadas anteriormente (2,76mbar/m). O comprimento total calculado foi de 169,5m. pela multiplicação destes dois valores

sabe-se as perdas de carga totais da tubagem, que neste caso serão 467,30 mbar. Como 1 bar corresponde a 10 mca, 1mbar corresponde a 0,010mca, ou seja, 467,30mbar representam 4,67mca.

As perdas de carga no campo de colectores dependem da configuração de montagem:

- Quando a ligação é em série, a perda de carga total é a soma das perdas de carga parciais de cada colector;
- Quando a ligação é em paralelo, a perda de carga total é semelhante à perda de carga parcial de um colector;

Na configuração existente temos 12 linhas paralelas com dois colectores em série. Sendo assim as perdas de carga numa linha serão a soma das perdas parciais de dois colectores.

A curva de perda de carga de um colector não é linear, e como neste caso não foi encontrado a mesma para o colector usado, teve que se assumir um valor. Segundo dados do fabricante, a perda de carga de um colector para um caudal de 30L/h.m² é de 60Pa. Como neste caso o caudal de operação será de 31,8 L/h.m², que é bastante aproximado, assumiu-se o valor da perda de carga fornecido, uma vez que os resultados serão bastante aproximados.

Então a perda de carga de uma linha de colectores será 120Pa, ou seja 1,2mbar. Convertendo nas unidades que têm vindo a ser utilizadas, este valor será 0,012mca.

Como todas as linhas estão em paralelo, a perda de carga total no campo de colectores será igual à de uma linha, ou seja, o valor calculado.

Fazendo um apanhado de todas as perdas de carga localizadas, só faltam as do permutador de calor, que estão tabeladas acima. Assim as perdas de carga totais do circuito primário serão 10,58mca.

Tabela 6.3: Perdas de carga localizadas e total;

Local	ΔH (mca)
Colectores	0,012
Acessórios	3,90
Permutador	2,00
Tubagem	4,67
Total	10,58

6.1.5 Conteúdo do circuito primário

Para se determinar o conteúdo em volume presente no circuito primário é necessário determinar a capacidade presente em 3 componentes do mesmo: nos colectores, na tubagem e no permutador.

O permutador escolhido tem uma capacidade de 0,02L. Relativamente à capacidade da bateria de colectores, sabendo que cada um dos 24 colectores que a compõem tem 1,8L de capacidade então os colectores têm um volume 43,2L de fluído térmico.

A tubagem já é um pouco mais trabalhoso, pois é necessário recorrer à seguinte equação:

$$V_{tubo} = \pi \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \times L \quad (9)$$

Em que:

V_{tubo} - é o volume do tubo, em L

d - é o diâmetro interno do tubo, em m

L - é o comprimento do tubo, em m

Como neste caso a tubagem é toda semelhante, com tubo $\phi 28\text{mm}$ (diâmetro interno de 26mm), os cálculos são facilitados. Pelo cálculo que se efectuou existem cerca de 169,5m de tubagem logo o volume da tubagem é:

$$V_{tubo} = \pi \cdot \left(\frac{0,026}{2} \right)^2 \times 169,5 = 0,090\text{m}^3 = 90\text{L}$$

O volume total existente no circuito primário é a soma do volume contido nos colectores, na tubagem e no permutador de calor, sendo 133,2L como se pode constatar pela seguinte tabela.

Tabela 6.4: Conteúdo do circuito primário;

Componente	Volume (L)
Colector	43,2
Permutador	0,02
Tubagem	90
Total	133,2

6.1.6 Vaso de expansão

O fluído térmico quando é aquecido dilata consoante a temperatura atingida, aumentando o volume dentro do circuito. Para se proteger o circuito hidráulico dessas dilatações, coloca-se um vaso de expansão que tem a função de absorve-las. No fundo este equipamento serve como amortecedor do circuito, assegurando o funcionamento normal do circuito apesar das variações de volume.

Na montagem do vaso de expansão, tem que se ter em conta dois comportamentos possíveis da instalação solar:

- Quando a temperatura de estagnação é inferior à temperatura de tensão de vapor (varia consoante a pressão de serviço escolhida), o fluído térmico não vaporiza, sendo possível ter nos colectores pressões superiores à tensão de vapor;
- Quando a temperatura de estagnação é superior à temperatura de tensão de vapor, o fluído térmico vai vaporizar;

No primeiro caso o vaso pode ser montado na aspiração da bomba, no tubo de ida para os colectores, ou seja, podendo haver purgadores de ar automáticos activos.

No segundo caso descrito o vaso de expansão tem de ser montado depois da bomba (na impulsão) e não podem haver purgadores de ar activos. Este será maior porque tem de absorver o líquido expulso dos colectores no cenário de vaporização, que também torna o seu rendimento de operação menor.

Existem dois tipos de vasos de expansão: os abertos e os fechados, sendo que por norma estes últimos são os mais comuns nas instalações solares térmicas (são os aconselhados), em grande parte porque:

- Tem uma montagem mais fácil;
- Não é preciso serem isolados;
- Não absorvem oxigénio do ambiente (o que seria prejudicial para o circuito hidráulico);
- Não têm perdas de fluído térmico por evaporação;

Os vasos de expansão abertos podem ser usados se o nível de pressão do circuito for baixo, o que não acontece com frequência nos sistema solares, daí não ser aconselhável o seu uso.

Neste caso específico a temperatura de estagnação dos colectores CPC usados é de 179°C. As válvulas de segurança instaladas no campo de colectores são de 3bar, ou seja, a pressão do circuito nunca poderá ultrapassar esta pressão, senão as válvulas abrem. Indo à tabela da relação entre a pressão de saturação (tensão de vapor) e a temperatura de ebulição ^[35] verificou-se que a água, a 3bar, fica vapor

aos 133,5°C. Como a temperatura de estagnação é superior à de tensão de vapor (179°C > 133,5°C), o fluido térmico neste caso vai vaporizar.

Para determinar o volume do vaso de expansão é necessário proceder a alguns cálculos, que variem consoante o fluido vaporize ou não. Neste caso, como o fluido vaporiza, começa-se por calcular o volume útil através da relação:

$$V_e = \frac{0,07 \times T_{estagnação} - 2,5}{100} V_T + V_{colectores} \quad (10)$$

Em que:

V_e - é o volume útil, em L

$T_{estagnação}$ - é a temperatura de estagnação, em °C

V_T - é o volume total do circuito, em L

$V_{colectores}$ - é o volume de fluido térmico na bateria de colectores, em L

Sabendo que a temperatura de estagnação é 179°C e o volume total do circuito são 133,2L, o volume útil é:

$$V_e = \frac{0,07 \times 179 - 2,5}{100} 133,2 + 43,2 = 61,33L$$

O rendimento de utilização do vaso de expansão é dado por:

$$\eta = \frac{(P_{\max} + 1) - (P_{CF} + 1)}{(P_{\max} + 1)} \quad (11)$$

Em que:

η - é o rendimento de utilização, adimensional

P_{\max} - é a pressão relativa máxima no sistema, em bar

P_{CF} - é a pressão no ponto de ligação no circuito em frio com a bomba ligada, em bar

A pressão máxima relativa do sistema de origem é de 4bar, que se irá manter nesta nova configuração.

A pressão no ponto de ligação no circuito em frio é a soma das perdas de carga totais do circuito, da altura manométrica da instalação, e da pressão mínima de funcionamento do purgador (1bar). O desnível de altura entre os colectores e o ponto mais baixo da instalação são 10m, logo a altura manométrica é 1bar. Como as perdas de carga totais são conhecidas (1.058bar), a pressão no ponto de ligação será 3.058bar. Aplicando estes valores à equação (11) temos:

$$\eta = \frac{(4 + 1) - (3.058 + 1)}{(4 + 1)} = 0,188 = 18,8\%$$

Como se constata o rendimento é extremamente baixo, nem chega aos 20%.

O volume nominal do vaso é dado pela expressão:

$$V_n = \frac{V_e}{\eta} \quad (12)$$

Em que:

V_n - é o volume nominal do vaso de expansão, em L

V_e - é o volume útil do vaso de expansão, em L

η - é o rendimento de utilização, adimensional

Aplicando a expressão, verifica-se que o vaso terá que a capacidade de:

$$V_n = \frac{61,33}{0,188} = 325,53L$$

Como seria de esperar, com um rendimento de utilização tão baixo, a capacidade do vaso de expansão teria que ser elevada.

Na escolha do vaso a utilizar, convém seleccionar uma capacidade um pouco acima, de modo a verificar-se um volume de reserva, dado pela seguinte expressão.

$$V_r = V_{ns} - V_n \quad (13)$$

Em que:

V_r - é o volume de reserva, em L

V_{ns} - é o volume nominal seleccionado, em L

V_n - é o volume nominal calculado, em L

Para fazer face aos cerca de 325L de capacidade necessários, a melhor opção passa por usar dois vasos: um de 300L e outro de 50L, que perfazem um volume de 350L. Assim o volume de reserva seriam 24,47L, o que lhe confere uma margem de segurança considerável.

Como este volume do vaso de expansão é um pouco exagerado, realizou-se um novo cenário, que seria usar como pressão máxima 6bar, e que está representada na seguinte tabela.

Tabela 6.5: Quadro comparativo de vasos de expansão consoante a pressão máxima escolhida;

Pressão máxima sistema (bar)	4	6
Volume útil (L)	61,33	
Rendimento utilização	18,8	42,0
Volume nominal (L)	325,53	145,93
Volume seleccionado (L)	350,0	150,0
Volume reserva (L)	24,47	4,07

Pela visualização da comparação acima, verifica-se que a passagem da pressão máxima de 4 para 6bar consegue uma poupança significativa no volume do vaso de expansão. Note-se ainda que com os 6bar, face ao desnível de 10m, a pressão máxima nos colectores seria de 5bar, o que os colectores toleram pois resistem a uma pressão máxima de 6bar.

Neste dimensionamento foram assumidos os valores dos vasos de expansão com as seguintes características:

Tabela 6.6: Características técnicas dos vasos de expansão assumidos ^[47];

Marca/Modelo	ERE 50	ERE 300	ERE 150
Capacidade (L)	35	300	150
Pressão máxima (bar)	6	6	6
Pressão pré-recarga (bar)	1,5		
Temperatura operação (°C)	-10°/100°		

O vaso de expansão ocupará o lugar do que está montado actualmente. A opção escolhida terá por base motivos económicos, pois ambas são exequíveis, sendo eventualmente seleccionada a mais barata.

6.1.7 Bomba circuladora

As bombas circuladoras são o coração do SST, pois são elas que fazem movimentar o fluído térmico pelo circuito hidráulico. Estas consistem num grupo de pressão accionado por um motor eléctrico que fornece ao fluído térmico a energia necessária para que este vença a resistência à passagem pelo tubo.

Estas têm como contrapartida o facto de o ponto de funcionamento ter obrigatoriamente que corresponder à curva característica da bomba, consoante o caudal nominal e a altura manométrica do projecto. Para estar bem dimensionada o ponto de funcionamento deve estar na zona central da dita curva.

No mercado existem bombas com selecção de velocidade, o que permite escolher a curva característica. Ainda assim é conveniente escolher a bomba de modo a que a velocidade seja intermédia, em detrimento da velocidade máxima, pois assim ganha-se a chamada margem de manobra.

As bombas circuladoras aplicadas às instalações solares térmicas são centrífugas, silenciosas e tem uma baixa manutenção, o que as torna um componente relativamente caro.

Estas são montadas em linha, directamente no tubo do circuito hidráulico, que serve de suporte. Se for montado paralelamente um manómetro entre a aspiração e a impulsão com duas válvulas de corte, é possível verificar a perda de carga do circuito.

As bombas devem ser instaladas com eixo de rotação do motor na horizontal, para que os rolamentos do motor trabalhem de forma adequada, o que aumenta o seu ciclo de vida.

Neste caso, como se quer instalar a bomba no circuito primário, para fazer circular a água do rés-do-chão (CHCP) até ao terraço (colectores), esta deverá ser instalada no tubo de ida para os colectores, na parte mais baixa da instalação, de modo a trabalhar com a altura manométrica apropriada e temperaturas mais reduzidas, pois em geral as bombas só suportam no máximo 110°C. A pressão do circuito primário deve assegurar que na aspiração da bomba a pressão nunca seja inferior à pressão atmosférica, também para evitar o fenómeno de cavitação, em que com o queda de pressão, o fluído vaporiza, criando bolhas de vapor que danificam a bomba.

Para o caudal nominal calculado (1,52m³/h), resolveu adicionar-se à bomba circuladora que existia uma que havia em stock no LNEG, que é adequada, com as características técnicas seguintes.

Tabela 6.7: Características técnicas das bombas circuladoras utilizadas ^[42];

Marca/ Modelo	Grundfos UPS 25-80 180	Grundfos UPS 25-60 180
Potência motor (W)	130/175/190	50/55/60
Temperatura fluído máxima (°C)	110°	110°
Temperatura fluído mínima (°C)	-20°	2°
Temperatura ambiente máxima (°C)	80°	40°
Pressão máxima (bar)	10	10



Figura 6.2: Bomba circuladora seleccionada ^[42],

Como se verificou, as perdas de carga totais do circuito são 10,58mca, valor abaixo dos 10,9mca que as bombas circuladoras atingem ao operar no regime de velocidade máximo, como se constata pela seguinte figura. Esta combinação de bombas circuladoras consegue fazer circular o fluído térmico com o caudal projectado. A sua implementação é portanto aconselhável, pois o circuito irá operar como projectado, o que contribui para a obtenção de resultados mais fidedignos. Note-se ainda que a potência eléctrica das duas bombas combinadas é um pouco elevada (213W), devido à sua grande dimensão.

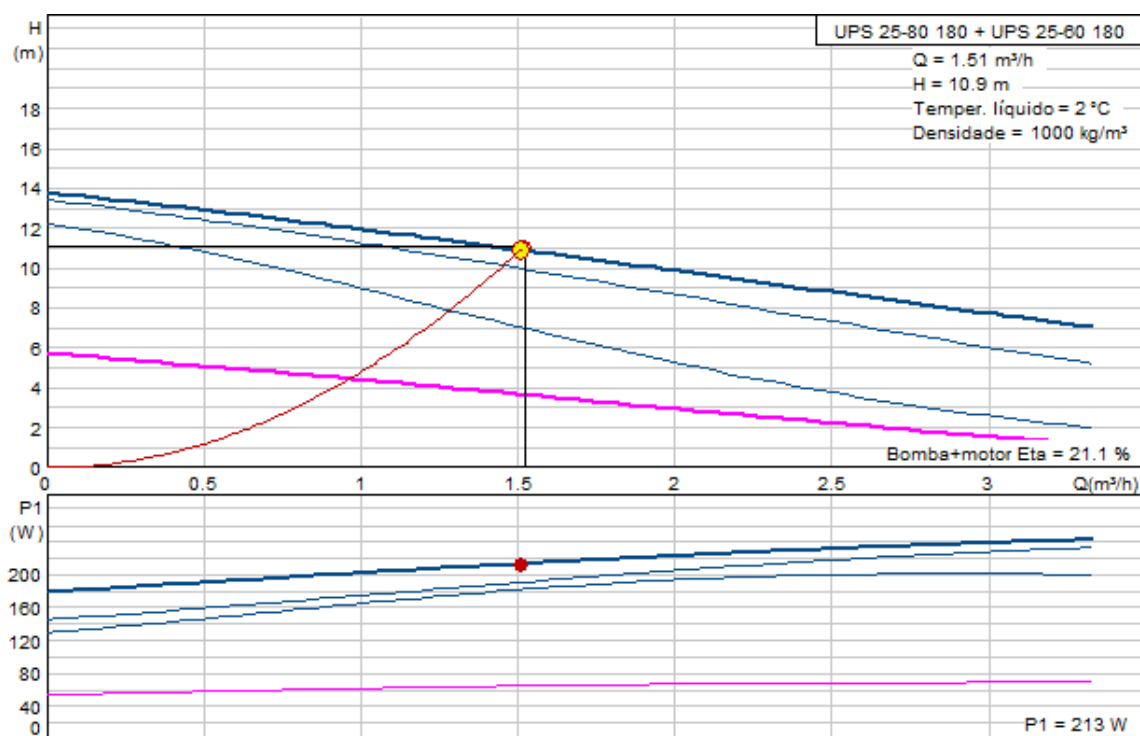


Figura 6.3: Curva de perda de carga da bomba UPS 25-80 180+UPS25-60 180 ^[41],

6.1.8 Válvula de segurança e purgador de ar

O decreto de lei 97/2000 de 25 de Maio estipula que em circuitos submetidos a pressão e variações de temperatura é obrigatório o uso de válvula de segurança. Esta serve para protecção dos elementos da instalação solar, pois actuam como limitadores de pressão no circuito. Sendo assim a pressão escolhida, à qual esta abre para deixar escapar o fluído térmico tem que ser inferior à do elemento mais delicado de toda a instalação. Fazendo uma listagem dos componentes e as suas pressões máximas suportadas, verifica-se que o elemento mais sensível é o vaso de expansão com os seus 6bar, pelo que a pressão da válvula de segurança escolhida foi de 3bar, para sua protecção, que é exactamente igual à que existe actualmente.

Tabela 6.8: Listagem das pressões máximas suportadas pelos componentes do sistema;

Componente	Pressão máxima (bar)
Colector	6
Permutador	30
Bomba circuladora	10
Vaso de Expansão	6
Purgadores	10
Acessórios	6/10

O purgador de ar é o componente que tem a função de evacuar os gases, por norma ar, que estão contidos no fluído térmico. Quando estes gases estão presentes no circuito hidráulico podem formar bolsas de ar que impedem a normal circulação do fluído térmico, podendo promover a corrosão da tubagem dos colectores. Este deve estar instalado no ponto mais alto do circuito.

As válvulas de segurança e os purgadores existentes serão substituídos pelos da marca Caleffi, com as seguintes características:

Tabela 6.9: Características técnicas do purgador e válvula de segurança a utilizar ^[48];

Componente	Purgador	Válvula de segurança
Marca/Modelo	Caleffi	Caleffi
Pressão máxima (bar)	10	4
Temperatura de operação (°C)	-30°/200°	-30°/160°
Percentagem máxima de glicol	50%	50%
Potência de descarga (kW)	-	50 (1/2")

6.1.9 Pressão de trabalho do primário

Para se garantir que a pressão do circuito não atinja valores capazes de danificar os equipamentos montados no circuito primário, a pressão de trabalho deverá ser tal que não comprometa o equipamento mais sensível. Pela listagem dos componentes a colocar no circuito e da pressão máxima que toleram, verifica-se que os colectores e os vasos de expansão são os componentes mais sensíveis, tolerando 6bar no máximo.

A pressão de trabalho terá que ser superior a 1bar que é a pressão mínima a que trabalha o purgador (atmosfera) e a altura manométrica da instalação. Como limite máximo serão então os 6bar referidos. Ora como a válvula de segurança escolhida é de 4bar, a pressão de trabalho escolhida, com a qual será enchido o circuito, rondará os 2bar.

6.1.10 Acessórios

Para se conseguir montar o circuito hidráulico e os seus componentes, é necessário recorrer a acessórios de montagem. Para tornar o sistema mais barato, os acessórios costumam ser soldados, mas como neste caso específico a instalação seria feita por funcionários do LNEG, estipulou-se que seriam usados acessórios bicones, mais fáceis e práticos de montar, mas com a penalização de serem mais dispendiosos. Nesse sentido de seguida foi feita uma listagem dos acessórios a usar, assim como das suas características técnicas principais.

Tabela 6.10: Características técnicas dos acessórios a usar ^[49].

Componente	Marca	Medida/Diâmetro (mm)	Pressão máxima (bar)	Material
União simples	CONEX	28	6 (a 110°C)	Latão ou niquelado
Casquilho macho		28-3/4"		
		28-1"		
		28		
Tê simples 90°		28		
Joelho simples 90°				
Válvula de corte	Resul	1"	10 (a 180°C)	
Válvula de corte <i>Ballstop</i>	Sanitop	3/4"	-	Latão

A união simples serve para ligar os tubos de cobre, já que estes têm um comprimento máximo de 5m. O casquilho macho serve para ligar de um lado o tubo de cobre, e do outro ficar com uma rosca macho de 3/4" ou 1", para se ligar componentes com terminais roscados fêmea, como a bomba circuladora ou a válvula de corte, por exemplo.

Os tê simples de 90° servem para fazer as derivações na tubagem, e os joelhos simples de 90° para mudar a direcção da tubagem.

A válvula de corte de globo serve para interromper o circuito hidráulico, e a *ballstop* acrescenta a funcionalidade de ser válvula de retenção e de corte numa só.

6.2 Esquema de montagem

Na figura seguinte está representado o esquema montagem da ligação dimensionada.

O circuito hidráulico está marcado a azul e vermelho, ou seja, circuito frio e quente, respectivamente.

Seguindo a trajectória do fluido térmico desde os colectores até ao CHCP, este é então aquecido na bateria de colectores do edifício G, seguindo o trajecto "normal" para o DEC. Antes de chegar ao permutador de calor deste sistema, será instalada uma válvula de corte *ballstop* de modo a evitar que o fluido faça o percurso "antigo". Assim, com a instalação de um tê antes desta, o fluido é então encaminhado para o CHCP.

O fluido segue pela tubagem que é então direccionada para a platibanda da cobertura do G, seguindo-a na direcção do Solar XXI. Quando está no limite do G, bastante próximo do Solar XXI, a tubagem contorna a platibanda por cima, atingindo aqui o local mais alto do circuito hidráulico, sendo por isso aqui instalados os purgadores de ar. Os tubos de cobre começam então a descer no meio dos edifícios referidos, mas sempre fixos ao G, fazendo um desnível de cerca de 10m. Junto ao solo são encaminhados para o CHCP, onde junto a este são elevadas até à sua cobertura, indo então ligar ao permutador de calor.

Imediatamente antes de entrar no permutador, a temperatura da água é medida por um termómetro que ficará em contra fluxo. Já dentro do permutador ocorrerá a troca de calor com o anel quente, e o fluido é encaminhado para o exterior do mesmo, sendo imediatamente medido por outro termómetro. Assim é possível verificar a energia que é entregue ao CHCP. Note-se que o caudal continua a ser medido pelo caudalímetro existente junto aos colectores.

Ainda em cima da cobertura do CHCP a bomba circuladora impele o fluido térmico a regressar aos colectores pela tubagem que corre paralela à que foi descrita anteriormente. Note-se que esta fica

assim montada no local correcto, na parte mais fria deste circuito, que é a saída do permutador, e na parte mais baixa deste.

Como foi referido, dois dos componentes mais importantes serão instalados na cobertura do CHCP: o permutador e a bomba circuladora. Neste caso será edificado um telheiro ou uma caixa por cima de ambos, para os proteger dos elementos atmosféricos.

Já junto aos colectores, a tomada usada para inserir o fluído térmico de novo no circuito hidráulico destes é imediatamente antes da bomba circuladora já existente, através de um acessório chamado de união com fêmea, capaz de unir os dois tubos. De referir que este local de entrada fica imediatamente antes da alimentação dos colectores. Logo depois da bomba, o vaso de expansão actual será substituído pelo novo que foi dimensionado, com a função de controlar as variações do volume de fluído térmico no circuito hidráulico.

Existe ainda uma panóplia de outros acessórios que ainda não foram referidos, mas que são bastantes importantes na montagem: dado que os tubos de cobre só têm 5m de comprimento, para se poderem unir é aplicado em cada extremidade uma união bicone, que apesar de mais cara é preferível pois é muito mais prática de manusear e instalar. Para se conseguir efectuar curvas são aplicados joelhos de 90° igualmente bicones. Em ambas as tomadas de fluído térmico junto aos colectores foram aplicadas válvulas de corte que permitem desligar o circuito a instalar durante alturas de inactividade como o inverno, ou para manutenções. Pelos mesmos motivos planeou-se o mesmo para as quatro saídas do permutador, e para as duas da bomba circuladora.

Falando agora na ligação ao CHCP, ou no circuito secundário, depois de receber o calor dos colectores o fluído sai do permutador, sendo logo medido por um termómetro. Esta medição irá decidir o seu rumo futuro, pois imediatamente a seguir estará uma válvula de 3 vias com dupla função: se a sonda de temperatura anterior detectar uma temperatura muito elevada, que coloque em risco os equipamentos (tipicamente acima dos 110°C), esta canaliza o fluído térmico para o *RadCooler*, para o arrefecer e depois então entra no circuito do CHCP; caso contrário, se a temperatura estiver de acordo com o normal funcionamento do sistema, é logo direccionada para o anel quente do CHCP. No primeiro caso será feito um corte na tubagem de entrada do *RadCooler*, sendo colocado um joelho bicone de 90°. Na segundo caso a tomada é feita através de um tê, que será inserido na tubagem de retorno do dissipador de calor referido.

Depois de entrar no circuito do CHCP e aquecer o anel quente deste, a água volta a sair, mais fria, sendo encaminhada de novo para o permutador, sem que antes um termómetro meça a sua temperatura.

Note-se que a ligação dos colectores do edifício G é feita na tubagem do *RadCooler*, e não no depósito de inércia do anel quente do CHCP, já que esta já está “ocupada” com a ligação ao SST do edifício Solar XXI.

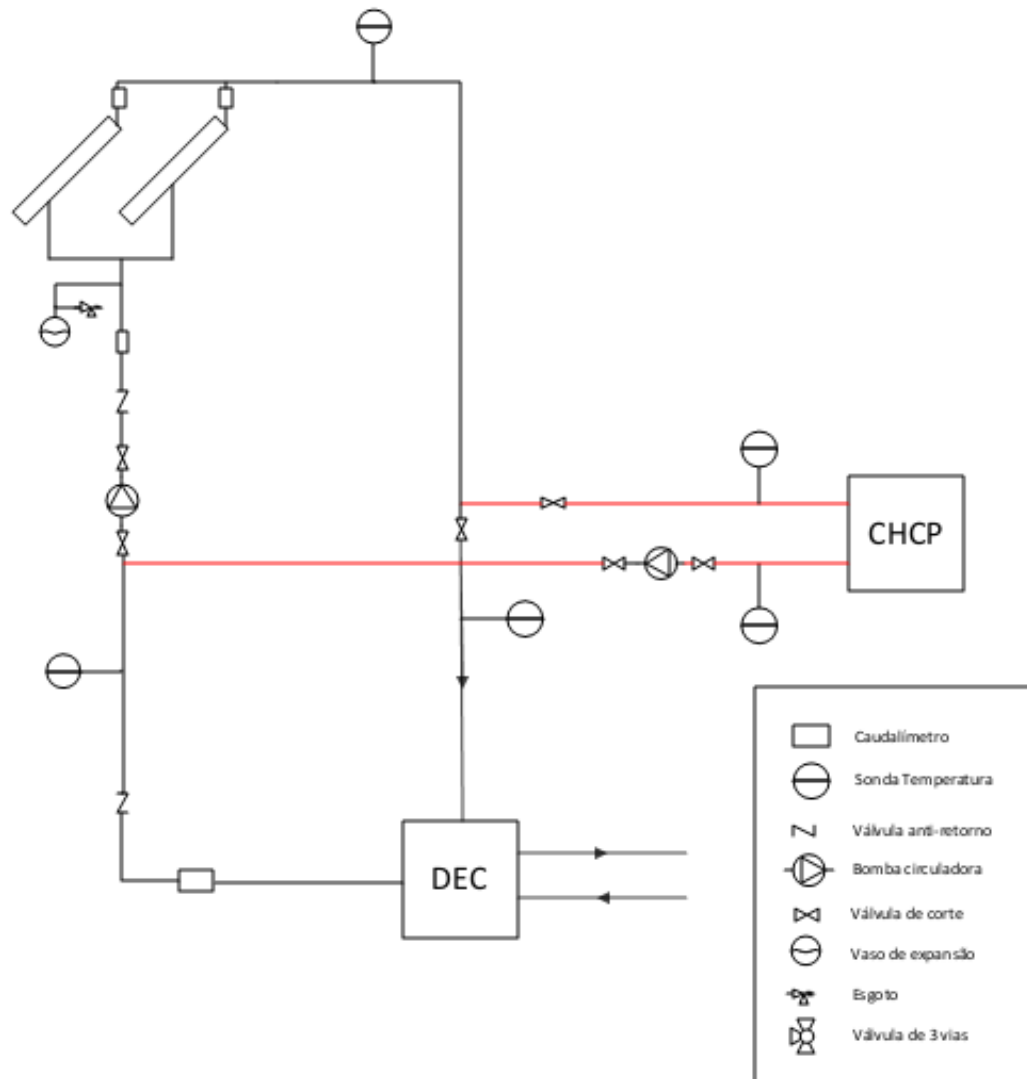


Figura 6.4: Esquema unifilar da instalação a efectuar;

Neste esquema, as caixas quadradas em que figuram as palavras CHCP e DEC, representam os permutadores de calor externos que fazem a ligação entre os colectores do edifício G e os sistemas CHCP e DEC, respectivamente.

O sistema pré-existente encontra-se representado a preto, enquanto que as linhas representadas a vermelho exibem a nova ligação dimensionada que se pretende realizar.

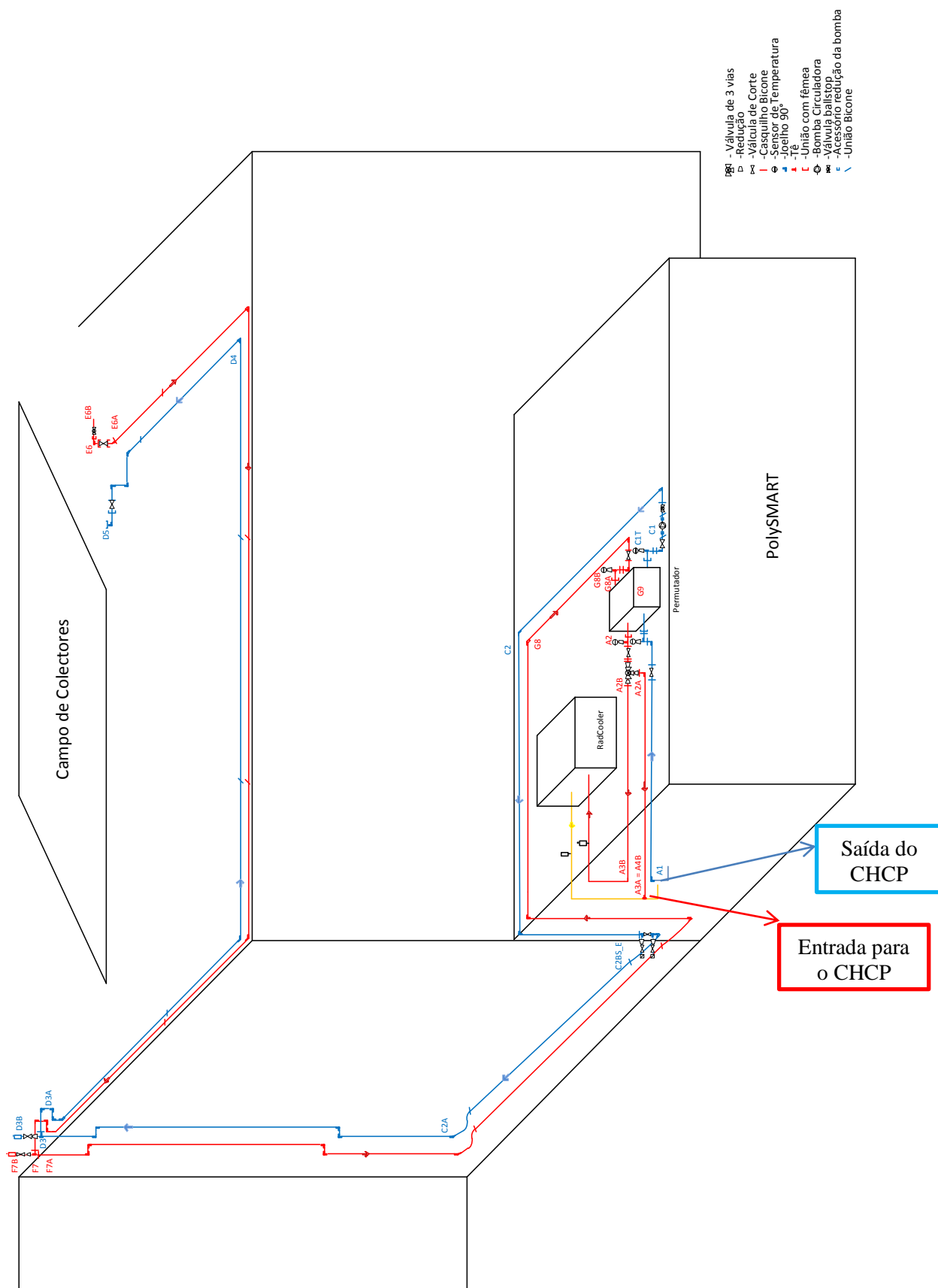


Figura 6.5: Esquema de montagem da ligação dos colectores do G ao CHCP;

7. Análise Energética

7.1 Determinação da carga do sistema de arrefecimento

Os processos de arrefecimento termicamente assistidos são caracterizados por três níveis de temperatura distintos:

- Uma temperatura mais elevada (T_q), proveniente do calor motriz fornecido ao processo (Q_{quente});
- Uma temperatura inferior à anterior (T_f) à qual o calor é removido do lado frio, produzindo o “frio” útil (Q_{frio});
- Uma temperatura média entre ambas (T_m) oriunda do calor que é rejeitado dos dois processos anteriores ($Q_{\text{rejeitado}}$);

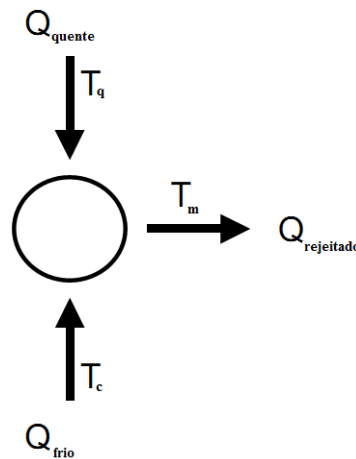


Figura 7.1: Esquema básico do processo de arrefecimento termicamente assistido [23].

O esquema anterior traduz de uma maneira fiel como se procede o ciclo de arrefecimento:

- O Q_{frio} é o calor rejeitado pelo fluido térmico no evaporador do *chiller*;
- O Q_{quente} é o calor necessário na parte da geração para se efectuar o processo de arrefecimento;
- O $Q_{\text{rejeitado}}$ é a soma destas duas parcelas anteriores que é rejeitada;

A eficiência do processo térmico pode ser quantificada pelo coeficiente de performance (COP). Este consiste na fracção do calor rejeitado do fluido térmico arrefecido (ou “frio útil”) pelo calor total necessário, sendo calculado pela seguinte expressão:

$$COP_{\text{térmico}} = \frac{Q_{\text{frio}}}{Q_{\text{quente}}} \quad (1)$$

Sendo:

$COP_{\text{térmico}}$ - o coeficiente de performance térmico do *chiller*

Q_{frio} - a potência de arrefecimento do *chiller*, em kW

Q_{quente} - a carga térmica a fornecer ao *chiller*, em kW

Como descrito anteriormente, o *chiller* usado tem um COP térmico teórico nominal de 0,6, e uma potência de arrefecimento teórica nominal máxima de 8kW, logo arranjando equação a (14) temos a potência máxima de produção de calor correspondente:

$$Q_{\text{quente}} = \frac{Q_{\text{frio}}}{COP_{\text{térmico}}} = \frac{8}{0,6} = 13,3kW$$

Sendo assim a carga térmica a entregar ao *chiller* para que este opere em condições nominais é de 13,3kW.

Estes são os dados do fabricante, que são um pouco diferentes dos obtidos experimentalmente. Na monitorização deste sistema feito pelo LNEG, tendo em conta que não foram atingidas as condições nominais durante os ensaios, os valores médios obtidos foram de 0,5 de COP e 7,2kW de potência de frio, ou seja, a carga térmica verificada foi:

$$Q_{\text{quente}} = \frac{Q_{\text{frio}}}{COP_{\text{térmico}}} = \frac{7,2}{0,5} = 14,4kW$$

Como se constata, a carga térmica experimental foi um pouco superior à nominal. Estes valores servem para se ficar com uma perspectiva da carga térmica a fornecer ao *chiller* para se conseguir arrefecer no ponto nominal, em condições reais.

Na prática estes valores não serão constantes, já que a performance do *chiller* depende da conjugação de três temperaturas operacionais descritas acima(figura 7.1), assim como dos caudais do fluídos térmicos e da sua capacidade térmica.

Qual foi então o método aplicado na determinação da carga do sistema de arrefecimento?

Se o sistema de arrefecimento solar estivesse montado como foi descrito anteriormente, com a monitorização do mesmo seria possível quantificar, através da energia térmica fornecida ao *chiller* pelos SST, a potência de arrefecimento fornecida ao anel de climatização, assim como o COP resultante dessa operação.

Uma vez que tal não foi possível, abordou-se o assunto pelo outro lado: simularam-se as necessidades de arrefecimento das salas a climatizar, obtendo-se a potência de arrefecimento a fornecer. Assumindo valores para o COP (sempre a rondar os 0,5 obtidos experimentalmente) determinou-se então a carga térmica teórica a fornecer ao *chiller*.

Só com estes valores é que se irá perceber de que maneira é que os CST propostos conseguem contribuir para as necessidades energéticas de arrefecimento, que é o motivo principal deste trabalho.

Quando se realizou o pré-dimensionamento dos componentes a utilizar no sistema CHCP, na fase de estudo do programa europeu PolySMART, foram feitas simulações pelo LNEG, no sentido de se obter as necessidades de climatização das salas que foram descritas anteriormente.

Estas simulações foram realizadas com o programa TRNSYS 16, que é uma ferramenta bastante útil, já que permite realizar simulações transientes com uma estrutura modular: o utilizador especifica os componentes e o modo como estão ligados, e o programa reconhece a descrição da linguagem do sistema. Esta aplicação tem incluída uma biblioteca repleta de componentes usados em sistemas térmicos e eléctricos, assim como rotinas que possibilitam a inserção de ficheiros climáticos e modelos matemáticos que não estejam disponíveis. A sua natureza modular confere ao TRNSYS uma grande flexibilidade de soluções, sendo por isso uma ferramenta muito usada por investigadores e engenheiros em todo o mundo, na área dos sistemas solares (térmicos e fotovoltaicos), HVAC, cogeração, entre outros.

No estudo levado a cabo pelo LNEG foram efectuadas 3 simulações, até se determinar a carga térmica na fonte quente do *chiller* o mais aproximada da realidade possível. No âmbito deste trabalho foram assumidos os resultados da simulação 3, sendo que os preliminares (simulações 1 e 2) estão transcritos no anexo II, de modo a se perceber a evolução dos resultados.

Para facilitar a leitura das necessidades energéticas explicadas de seguida, assumiu-se a seguinte nomenclatura:

- As necessidades de calor na fonte quente do *chiller* serão representadas como TDCquente;
- As necessidades de frio para climatização serão representadas como TDCfrio;

Os resultados obtidos na simulação 2 pecavam por não incluir o depósito de inércia do anel frio. Assim para se suavizar as necessidades térmicas do *chiller*, de modo a que a penetração de energia solar seja maior e mais real, realizou-se então a simulação 3.

O objectivo principal da simulação 3 em TRNSYS foi considerar o efeito do depósito de inércia do anel frio para determinar a carga térmica do lado do anel quente (TDCquente). Os novos pressupostos assumidos foram:

- O ficheiro climático é o mesmo do Solterm para Lisboa, de modo a se poder simular a contribuição de energia solar, usando o Solterm (subcapítulo seguinte);
- O depósito considerado não corresponde fisicamente ao real, uma vez que o real tem apenas uma entrada e uma saída, e o simulado tem duas de entrada e duas de saída;
- As perdas de calor são ignoradas fora do período de climatização, por forma a suavizar o pico de consumo que ocorre para compensar as perdas no período nocturno. Esta opção altera pouco a procura total de energia e retracta melhor o funcionamento real do sistema que pode ser gerido para arrancar suavemente;
- O *chiller* é tratado como uma fonte quente, quando na realidade se trata de uma fonte fria;
- Os fluxos de energia do depósito estão invertidos no modo de arrefecimento;

Estas opções são simplificações uma vez que o depósito real do anel de climatização, em modo de arrefecimento, pode receber calor das salas a climatizar e ceder calor ao *chiller* quando este funciona. Contudo nesta simulação anual o esquema de funcionamento foi simplificado (tanto para aquecimento como para arrefecimento) ao assumir que o depósito se comporta sempre como se estivesse no modo de aquecimento, ou seja, recebe calor de uma fonte quente (permutador de calor em modo de aquecimento ou do *chiller* em modo de arrefecimento) e cede sempre calor ao circuito secundário.

Consequentemente, no modo de arrefecimento, o fluxo real de energia é o inverso do simulado, porque na realidade o calor vai das cargas de climatização para o *chiller*, e na simulação assumiu-se que o sentido do fluxo de energia é sempre do *chiller* para as cargas de climatização, em que arrefecimento passa a aquecimento.

Assim sendo, a carga térmica que é fornecida ou recebida pelo depósito é calculada pela seguinte expressão:

$$Q = \dot{m}_c \times c_p \times \Delta T \quad (2)$$

Em que

Q - é a carga térmica, em W

\dot{m}_c - é o caudal do anel frio, em kg/s

c_p - é o calor específico do fluído térmico deste anel, que é água da rede, em J/kg.K

ΔT - é a variação de temperatura de entrada e saída do depósito, em K

Como em ambas as configurações o caudal e o calor específico são semelhantes, a diferença está na variação de temperatura. Por exemplo, na configuração real, em que o depósito iria receber água a 20°C e cedê-la a 8°C, a variação de temperatura seria portanto 12°C. No cenário simulado, o *chiller*

teórico fornece ao depósito água a 60°C, e este injecta água a 48°C no circuito, o que é contrário à realidade mas permite obter a variação de 12°C na mesma.

Desta forma é possível estimar a potência de arrefecimento disponível para o edifício, usando-a para simular a satisfação do arrefecimento do espaço climatizado bem como a energia fornecida pelo *chiller* para manter o depósito com energia disponível.

Esta opção simplificou a estrutura da simulação que numa versão mais sofisticada vai incluir um *chiller* de absorção, um depósito de inércia do anel quente, um SST e uma gestão mais sofisticada da procura da energia, que combine estes elementos. Essa versão será semelhante ao esquema unifilar da instalação real, mas de momento não está finalizada e é demasiado complexa para o âmbito do presente trabalho.

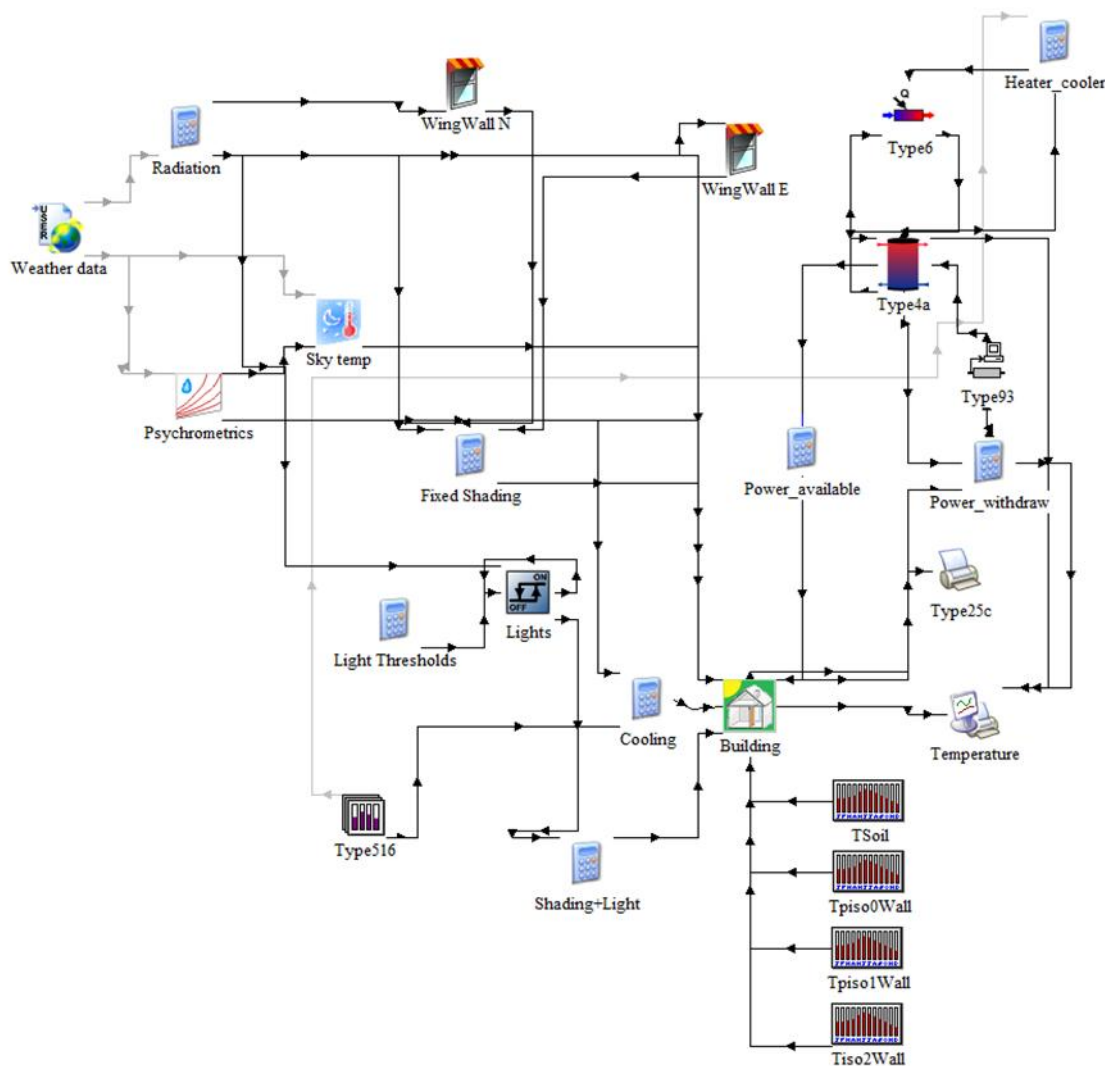


Figura 7.2: Esquema da simulação simplificada em TRNSYS;

Para aproximar mais da realidade os resultados obtidos, o COP usado não foi o médio obtido experimentalmente, mas sim um aproximado que varia consoante o mês, como se verifica na seguinte tabela.

Tabela 7.1: Valores do COP usados, consoante o mês do ano;

Mês	COP
Maio	0,6
Junho	0,55
Julho	0,5
Agosto	0,55
Setembro	0,6

O critério usado teve por base o facto do COP ser tanto maior quanto menor for a temperatura ambiente, que é a temperatura de rejeição do *chiller*, logo os meses mais frios têm um COP superior. As outras temperaturas operacionais do *chiller* (fonte quente e fria) foram consideradas constantes.

Note-se que foram apenas escolhidos para análise os meses mais quentes, que são os compreendidos entre Maio e Setembro, inclusive. Na simulação realizada existem cargas de arrefecimento pontuais nos outros meses que não foram contabilizadas, pois não eram significativas e resultam das simplificações adoptadas na simulação em TRNSYS para o controlo do arrefecimento.

A seguinte simulação permitiu obter os seguintes resultados:

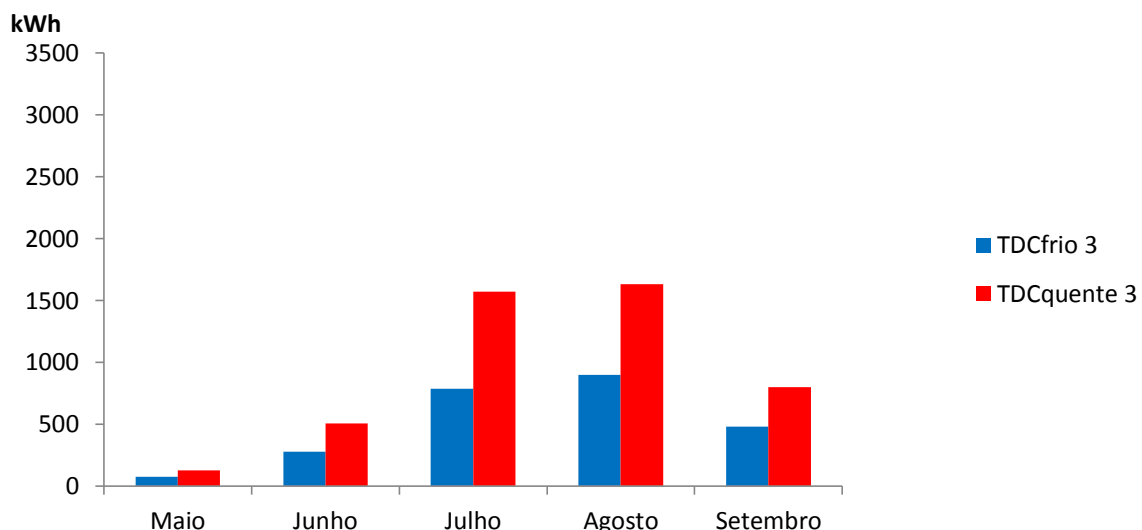


Figura 7.3: Necessidades térmicas de frio de climatização das salas a arrefecer, e calor fornecido ao *chiller*, obtidas na simulação 3 em TRNSYS;

As necessidades de calor na fonte quente do *chiller* nestes meses foram 4637kWh, e de frio para climatização 2519kWh.

Os meses em que é necessário mais energia para arrefecimento continuam a ser os meses de verão, com especial incidência em Julho e Agosto. Dividindo os resultados em categorias temos:

- Meses de necessidades térmicas elevadas, Julho e Agosto, com TDCquente de 1570kWh e 1632kWh, respectivamente;
- Meses de necessidades térmicas médias, Junho e Setembro, com cerca de 508kWh e 801kWh de TDCquente;
- Meses de baixa necessidade térmica, Maio, com TDCquente de cerca de 127kWh;

Fazendo uma análise aos perfis horários diários dos picos de TDCquente, em cada mês, obteve-se o seguinte gráfico.

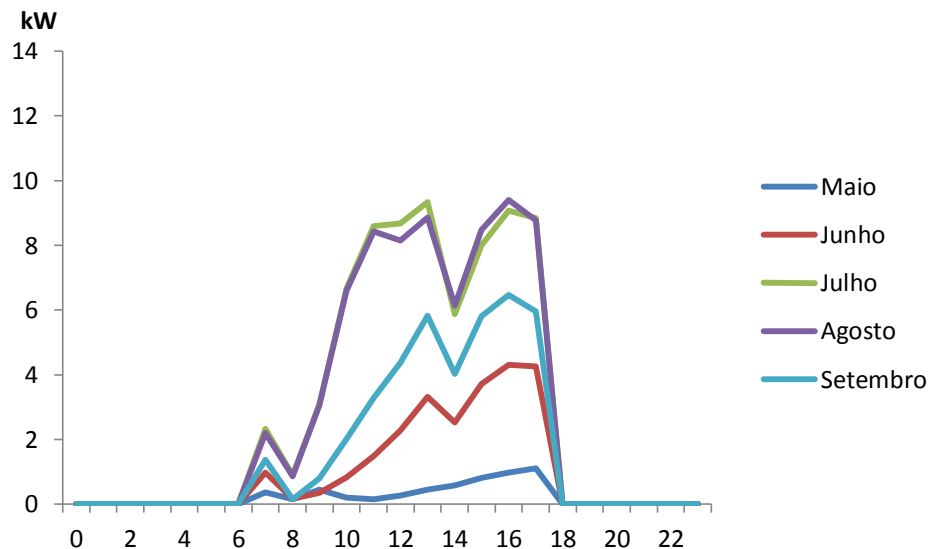


Figura 7.4: Perfil horário da carga TDCquente (média mensal) obtido na simulação 3;

A partir do perfil horário médio obtido nesta simulação verifica-se a tendência mensal diária média:

- Durante a noite (da meia noite às 6h da manhã), a carga térmica continua a ser nula já que o espaço não necessita de climatização neste período, pois está desabitado;
- Por volta das 7:30 ocorre um pequeno pico de potência;
- A partir das 8h e durante o período da manhã, as cargas aumentam, atingindo um pico por volta das 11h em Julho e Agosto, e cerca das 13h em Junho e Setembro. Em Julho este pico chega a ser maior que o da tarde, mas em Maio não se verifica este pico antes das 13h;
- Depois das 13h há uma queda de necessidade, que pode ser explicada pela saída dos ocupantes para almoçar. Em Maio esta queda não se verifica, mantendo-se as necessidades crescentes;
- A partir das 14h as necessidades voltam a aumentar, com a chegada dos ocupantes para a segunda metade de trabalho do dia;
- O pico de necessidade de carga térmica ocorre depois do meio da tarde (16h) começando a decair a partir 17h até às 18h, altura em que acaba o horário de trabalho, razão pela qual as necessidades tendem para zero;
- A partir das 18h o edifício deixa de necessitar de climatização, pois já não está ocupado, daí as necessidades serem nulas;

Nos perfis horários médios obtidos verifica-se que o maior pico de procura TDCquente ocorre em Agosto, entre as 16h e as 17h, sendo de 9,4kW. Convertendo em necessidades de frio, com o COP de 0,55, estas são de 5,2kW, valor que está dentro do limite do *chiller* medido (7,2kW).

Organizando os picos máximos de TDCquente, que ocorrem nos perfis horários médios, a distribuição será um pouco parecida à anterior, ainda que com valores um pouco menores:

- Picos de consumo elevados, de 9,3 a 9,4kW, que ocorrem em Julho e Agosto, respectivamente;
- Picos de consumo intermédios de 4,3kW e 6,5kW, que ocorrem em Junho e Setembro, respectivamente;
- Pico de consumo baixo de 1,1kW, que ocorre em Maio;

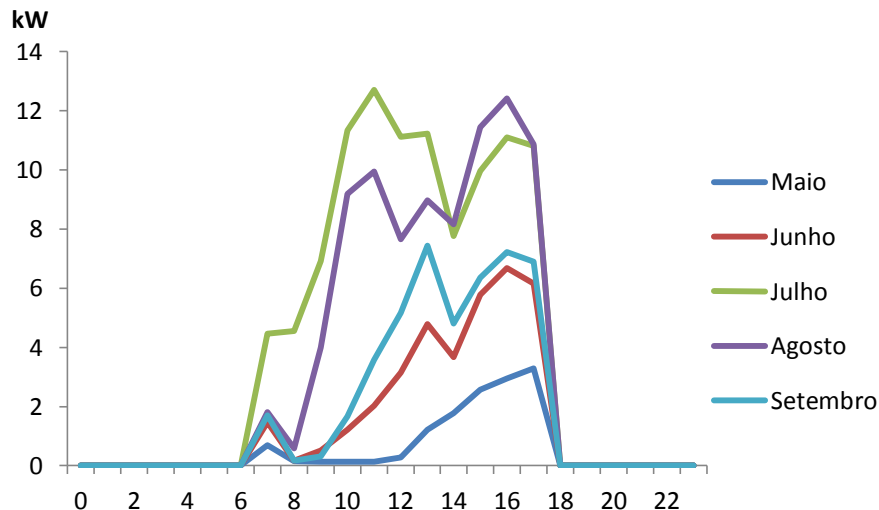


Figura 7.5: Perfil horário da carga TDCquente para o dia do mês com mais carga, obtido na simulação 3;

Na figura anterior estão representados os perfis diários de carga máximos de cada mês. Verifica-se que o pico de procura de TDCquente máximo ocorre em Julho, às 11h, sendo de 12,7kW. Convertendo em necessidades de frio para climatização, com o COP usado neste mês (0,5), estas são de 6,35kW, ou seja, o *chiller* usado continua a conseguir climatizar as salas estudadas, mesmo nos picos de consumo de energia térmica máximos.

Organizando os picos máximos de TDCquente, que ocorrem nos perfis horários máximos, a distribuição será:

- Picos de consumo elevados, de 12,4 e 12,7kW, que ocorrem em Julho e Agosto, respectivamente;
- Picos de consumo intermédios, entre 6,7 e 7,4kW, que ocorrem em Junho e Setembro, respectivamente;
- Pico de consumo baixo, de 3,3kW, que ocorre em Maio;

Pela visualização dos resultados obtidos na simulação 3, estes parecem ser equilibrados e perto dos ensaios reais, figurando dentro dos limites energéticos do *chiller* usado. Como o ficheiro de clima utilizado é semelhante ao da aplicação Solterm, é possível usar estes dados de consumo médio na fonte quente do *chiller* como perfil de carga em simulações na aplicação referida.

Foi usado o programa Solterm, porque a simulação em TRNSYS atingiria um grau de complexidade fora do âmbito desta dissertação.

Note-se que o estudo dos perfis diários médios para cada mês realizado na simulação 3 em TRNSYS teve o intuito de produzir resultados que pudessem ser usados em simulações no Solterm.

O estudo dos perfis diários máximos para cada mês, apesar de improvável, foi realizado para se perceber que o *chiller* está preparado para responder a picos máximos que possam surgir.

7.2 Estimativa de penetração do SST do edifício G na geração de frio

Para se realizar a análise energética no Solterm, inseriu-se as características técnicas do SST do edifício G e o perfil de consumo de calor na fonte quente do *chiller* médio obtido acima, com duas configurações: uma com o depósito de inércia do anel quente (C1a) e outra só com o permutador de placas a fornecer directamente o consumo (C1b). Qualquer uma das configurações irá funcionar na prática, já que é possível desviar o caudal do depósito.

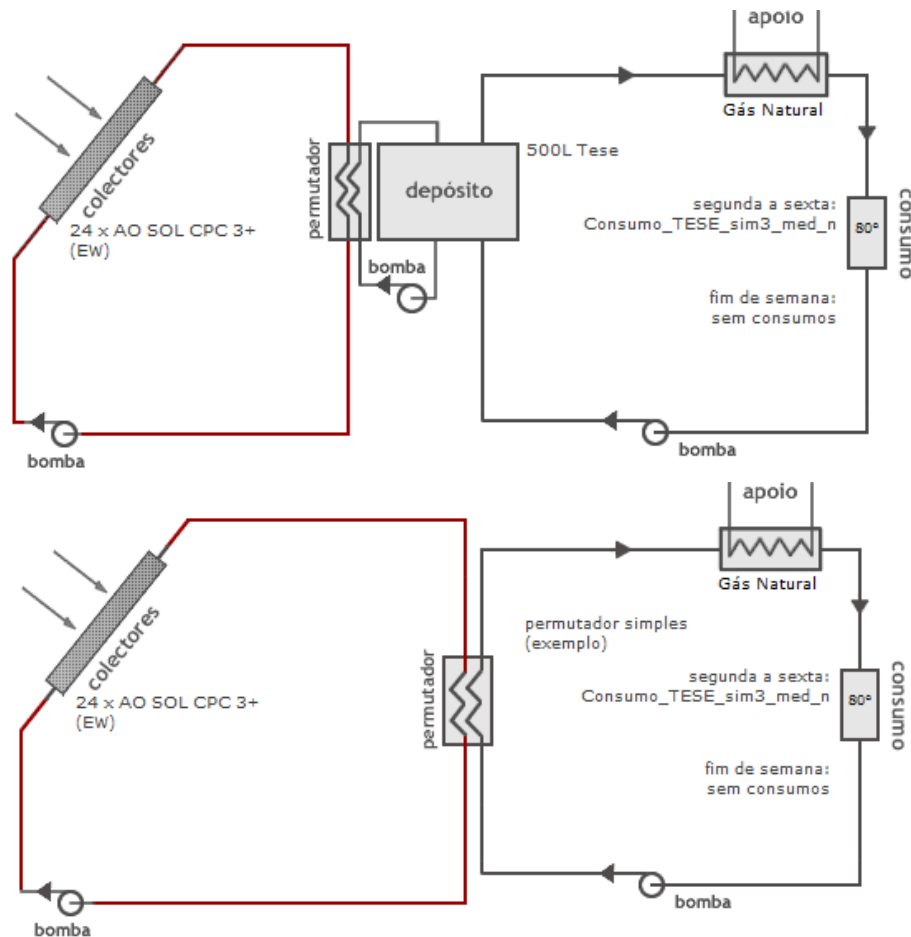


Figura 7.6: Configurações usadas na análise da penetração do SST no consumo de calor da fonte quente do *chiller*;

Os pressupostos usados nesta análise incluem:

- Os 24 colectores do SST, com a orientação e inclinação reais (azimute 0° e 30° de inclinação);
- Uma bomba circuladora a funcionar com o caudal projectado no dimensionamento acima ($31,82\text{L/h.m}^2$), com 0% de anticongelante;
- Um permutador de calor externo com eficácia de 75%, como projectado;
- Um depósito de 500L, como o existente no anel quente;
- O apoio convencionou-se como sendo a gás natural, mas a sua presença é desprezada, pois não influencia os resultados obtidos, uma vez que só é analisada a fracção solar do SST;
- O perfil de consumo usado corresponde aos resultados obtidos na simulação 3 em TRNSYS, nomeadamente o calor que é necessário fornecer à fonte quente do *chiller*, no perfil horário médio mensal (figura 7.4). Ao fim-de-semana assumiu-se que não havia consumo, pois as salas estão desocupadas;

- A temperatura de consumo seleccionada foi de 80°C e a de abastecimento foi de 75°C, valores mais próximos dos registados experimentalmente;

Os resultados obtidos para a configuração C1a foram:

- Nos cinco meses estudados o sistema solar forneceu 3101kWh dos 4655kWh necessários para o funcionamento do *chiller*;
- A fracção solar do SST nas necessidades totais de calor da fonte quente do *chiller* será de 67%;
- A quantidade de energia solar desperdiçada foi de 5102kWh, que é muito significativa;
- A fracção solar do SST para o TDCquente varia consoante o mês considerado, chegando a um máximo de 85% no mês estudado com menor disponibilidade solar (Maio).

Os resultados obtidos para a configuração C1b foram:

- Nos cinco meses estudados o sistema solar forneceu 2816kWh dos 4655kWh necessários para o funcionamento do *chiller*;
- A fracção solar do SST nas necessidades totais de calor da fonte quente do *chiller* será de 60%;
- A quantidade de energia solar desperdiçada foi de 5396kWh, que é significativa;
- A fracção solar do SST para o TDCquente continua a variar consoante o mês considerado, chegando a um máximo de 65-66% nos meses com mais disponibilidade solar (Julho e Agosto).

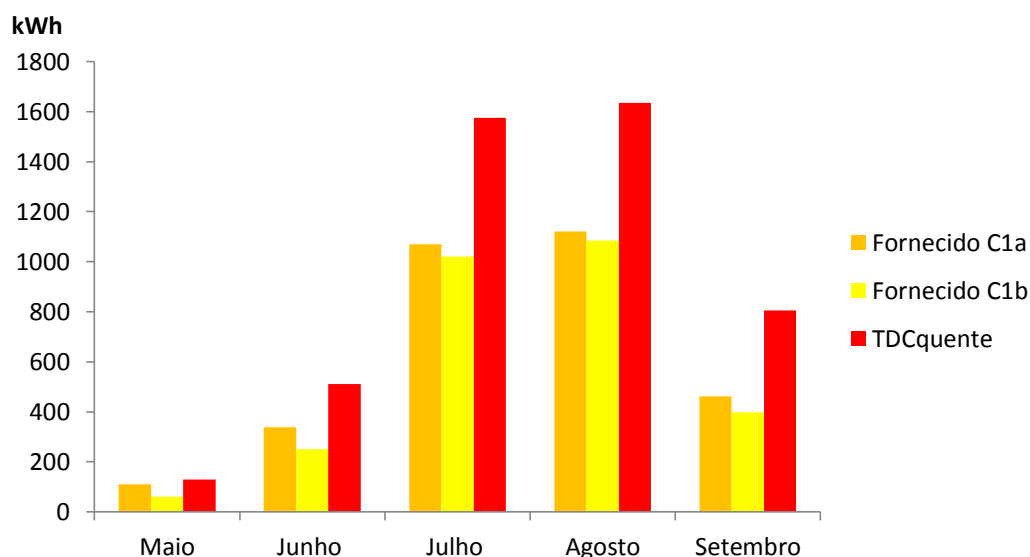


Figura 7.7: Energia fornecida pelo SST do edifício G para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do *chiller*, nas configuração C1a e C1b;

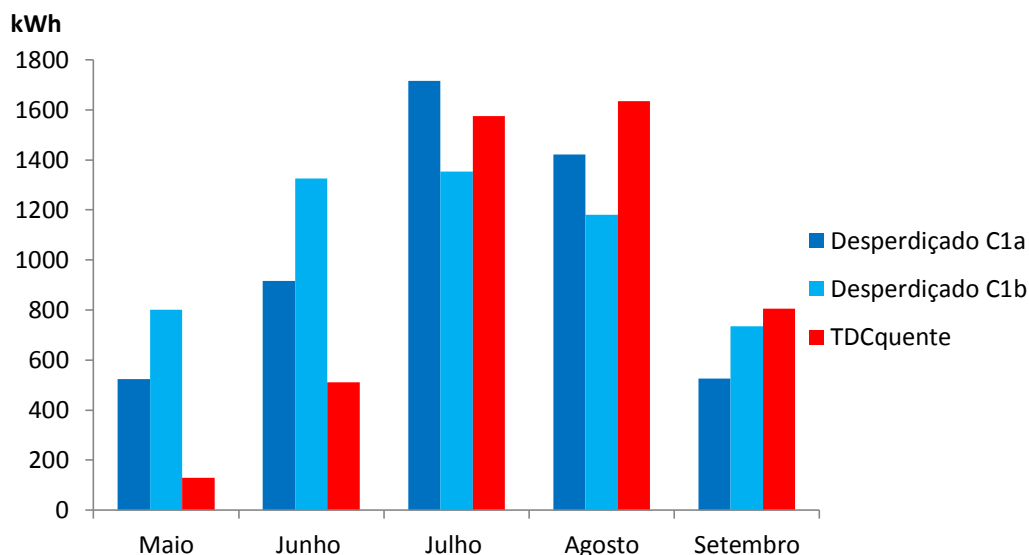


Figura 7.8: Energia desperdiçada pelo SST do edifício G para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do *chiller*, nas configurações C1a e C1b;

Os resultados obtidos nestas estimativas foram compilados na seguinte tabela:

Tabela 7.2: Contributo do SST do edifício G no fornecimento de calor à fonte quente de *chiller* no perfil mensal médio, nas configurações C1a e C1b;

		Necessidades de calor da fonte quente <i>chiller</i> (kWh)	Energia solar fornecida (kWh)	% Penetração
C1a	Maio	129	110	85
	Junho	511	339	66
	Julho	1575	1069	68
	Agosto	1635	1121	69
	Setembro	805	462	57
	Total	4655	3101	67
C1b	Maio	129	62	48
	Junho	511	250	49
	Julho	1575	1021	65
	Agosto	1635	1085	66
	Setembro	805	398	49
	Total	4655	2816	60

Pela visualização dos resultados obtidos, verifica-se que muita energia solar é desperdiçada logo o SST está sobredimensionado. O motivo reside no facto de, neste caso concreto, o campo de colectores ser pré-existente, logo não ter sido dimensionado para a carga térmica do *chiller*, como o seria em condições normais.

Comparando as duas configurações estudadas, é perceptível a importância do armazenamento, pois permite penetrações de energia solar superiores em todos os meses, ainda que a diferença de energia desperdiçada seja pouco significativa (5102kWh vs 5396kWh).

A existência do depósito de inércia permite fornecer a carga pedida apenas quando necessário. Assim os meses com menor disponibilidade do recurso solar são os mais beneficiados, caso de Maio, com um aumento da fracção solar perto dos 40%.

A configuração C1a, com depósito, é por isso a melhor, pois aliado ao facto de ser a mais próxima da realidade, é a que tem uma performance superior. Os resultados da fracção solar são satisfatórios, pois se o SST do Solar XXI conseguir assegurar os outros 33%, será então possível ter um sistema de arrefecimento realmente solar.

Salienta-se que a energia desperdiçada é bastante elevada, uma vez que este SST não foi dimensionado para este fim, em primeira mão, mas para o sistema DEC existente no edifício G.

7.3 Determinação da perda de eficiência e da nova curva de rendimento do SST do edifício G

Existe ainda um pequeno factor a ter em consideração: os resultados obtidos são para uma instalação teórica nova. Na prática o sistema montado no topo do edifício G tem cerca 10 anos de operação, sendo de esperar alguma detioração que influencie o rendimento dos colectores. Segundo o LNEG, um colector tem em média uma perda de eficiência de cerca de 2,2% ao ano. Assumindo que estes colectores têm 22% de penalização devido aos 10 anos de uso, a eficiência será obviamente reduzida, pelo que as energias fornecida e desperdiçada serão, à partida, menores.

Como este SST está sobredimensionado e a área colectora mantém-se inalterada, é possível que a energia útil continue em valores próximos da configuração C1a, mas devido à penalização de rendimento a energia desperdiçada deverá decrescer de forma mais significativa.

Assim é evidente a necessidade de determinar a penalização da eficiência deste sistema. No tratamento de dados efectuado foram utilizadas as equações de Duffie & Beckman (2006) ^[25].

Em termos horários é necessário determinar a diferença entre a hora solar e a legal, em função do local no globo terrestre onde se encontra o observador, assim como o dia do ano. As seguintes expressões permitem calcular as variáveis necessárias:

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (3)$$

$$E = 229,2 \left(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B \right) \quad (4)$$

$$Hora_{Solar} - Hora_{legal} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (5)$$

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (6)$$

$$\omega = (12 - Hora_{solar}) \times 15 \quad (7)$$

Em que:

B - é a divisão da circunferência pelo número de dias do ano, em graus;

n - é o dia juliano, adimensional;

E - é a equação do tempo, em minutos;

$Hora_{Solar} - Hora_{legal}$ - é a diferença entre a hora “real” e a hora legal, em minutos;

L_{st} - é a longitude do meridiano de referência, em graus (em Portugal Continental é 0°);

L_{loc} - é a longitude do local, em graus (o colectores no edifício G é de 9,17°);

δ - é a declinação solar, em graus;

ω - é o ângulo horário, em graus (convencionou-se que antes das 12h é negativo, e depois é positivo);

Como o desempenho térmico de um colector varia consoante o ângulo de incidência, é necessário contabilizar essa alteração (denominada de modificadores de ângulo) quando se usam dados reais. Para se determinar os ângulos de incidência e os modificadores de ângulo destes utilizaram-se as seguintes expressões:

$$\cos \theta = \left[\begin{aligned} & \sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \\ & \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega \end{aligned} \right] \quad (8)$$

$$\tan \theta_T = \frac{1}{\cos \theta} [\cos \delta \cdot \sin \omega \cdot \cos \gamma - \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \sin \phi \cdot \sin \gamma + \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \gamma] \quad (9)$$

$$\tan \theta_L = \frac{1}{\cos \theta} \left[\begin{aligned} & -\sin \beta \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \cos \phi - \sin \beta \cdot \sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \cos \delta \cdot \sin \omega + \\ & \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \sin \phi - \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \sin \delta \cdot \cos \phi \end{aligned} \right] \quad (10)$$

$$\tan^2 \theta = \tan^2 \theta_L + \tan^2 \theta_T \quad (11)$$

$$K_\theta = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (12)$$

$$K_\theta = \frac{\theta_s - \theta}{\theta_s - \theta_i} K_{\theta_i} + \frac{\theta - \theta_i}{\theta_s - \theta_i} K_{\theta_s} \quad (13)$$

Em que (para além das variáveis já definidas):

θ - é o ângulo de incidência, em graus;

ϕ - é a latitude do local, em graus (neste caso usou-se 38,77°);

β - é a inclinação do colector, em graus;

γ - é o azimute do colector, em graus;

θ_T - é o ângulo de incidência longitudinal, em graus;

θ_L - é o ângulo de incidência transversal, em graus;

K_θ - é o modificador de ângulo, adimensional;

b_0 - é o coeficiente do modificador de ângulo de incidência, adimensional;

θ_s - é o ângulo de incidência superior ao calculado, tabelado no Solterm, em graus;

θ_i - é o ângulo de incidência inferior ao calculado, tabelado no Solterm, em graus;

K_{θ_s} - é o modificador de ângulo correspondente ao ângulo de incidência superior, tabelado no Solterm, adimensional;

K_{θ_i} - é o modificador de ângulo correspondente ao ângulo de incidência inferior, tabelado no Solterm, adimensional;

Note-se que a equação (25), que é usualmente empregue, não foi usada já que se conheciam os valores do modificador de ângulo. Optou-se por realizar a interpolação linear descrita na equação (26) usando os valores disponíveis no programa Solterm, de modo obter-se o valor do modificador de ângulo aproximado.

O balanço energético diário foi realizado segundo as seguintes equações:

$$\rho = 1 + 0,0000117T_1 - 0,0000059T_1^2 + 2,008 \times 10^{-8}T_1^3 - 3,897 \times 10^{-11}T_1^4 \quad (14)$$

$$c_p = \begin{pmatrix} 4,218525 - 0,00255222T_m + 5,51766 \times 10^{-5}T_m^2 - 4,9454 \times 10^{-7}T_m^3 + 2,3426 \times 10^{-9}T_m^4 - \\ 3,79 \times 10^{-12}T_m^5 \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$T_{red} = \frac{T_m - T_a}{G} \quad (16)$$

$$\eta = \eta_0 K_{\theta} - a_1 T_{red} - a_2 G T_{red}^2 \quad (17)$$

$$P_{real} = \dot{m} \rho c_p \Delta T \quad (18)$$

$$\eta_{real} = \frac{P_{real}}{AG} \quad (19)$$

$$P_{teórica} = \eta GA \quad (20)$$

$$\%_{perdas} = \frac{\sum (P_{teórico} - P_{real})}{\sum P_{teórico}} \quad (21)$$

Em que (para além das variáveis já definidas):

ρ - é a massa volúmica do fluído que circula no anel quente, em kg/L;

T_1 - é a temperatura do fluído que circula no anel quente, junto ao caudalímetro, em °C;

c_p - é o calor específico do fluído que circula no anel quente, em kJ/kg;

T_m - é a temperatura média do fluído que circula nos colectores, em °C;

T_{red} - é a temperatura reduzida do fluído que circula nos colectores, em °C;

T_a - é a temperatura ambiente, em °C;

G - é a radiação global, em W/m²;

η - é o rendimento teórico dos colectores, adimensional;

η_0 - é o rendimento óptico dos colectores, adimensional;

a_1 - é o coeficiente de perdas dos colectores, W/m²K;

a_2 - é o coeficiente de perdas dos colectores, W/m²K²;

P_{real} - é a potência real instantânea do campo de colectores, em W;

\dot{m} - é o caudal do campo de colectores, em L/s;

ΔT - é a variação de temperatura à entrada e saída do campo de colectores, em °C;

η_{real} - é o rendimento real do campo de colectores, adimensional;

A - é a área absorvedora do campo de colectores, em m²;

$P_{teórica}$ - é a potência teórica instantânea do campo de colectores, em W;

%_{perdas} - é a perda de rendimento do campo de colectores, adimensional;

Pela consulta dos dados monitorizados em 2011 pelo LNEG relativamente ao SST instalado no edifício G, foram escolhidos vários dias de verão com céu limpo (em que a radiação global apresenta uma forma aproximadamente parabólica), aos quais se aplicou este modelo de cálculo apresentado. Na tabela seguinte encontram-se os resultados obtidos através do somatório diário das potências determinadas, ou seja, a energia diária (real e teórica) convertida pelo SST estudado. No anexo III estão os perfis diários respectivos.

Tabela 7.3: Resultados do modelo de cálculo aplicado;

	$E_{teórica}$ (kWh)	$E_{teórico}-E_{real}$ (kWh)	% Perdas
7 Agosto	12844	3936	30,6
13 Agosto	12059	3641	30,2
17 Agosto	12065	3653	30,3
24 Agosto	10459	3598	34,4
		Média	31,4

Analisando os resultados obtidos verifica-se que em média os colectores estão a produzir cerca de 31% menos do que quando foram instalados. Se assumirmos que o sistema tem 10 anos, então estes têm vindo a perder 3,1% de eficiência a cada ano que passa.

Torna-se importante descobrir então quais são os novos coeficientes do colector, face à perda de rendimento registada, de modo a obter-se a curva de rendimento actual. Uma vez que esses coeficientes sejam determinados poderá ser verificado de uma forma teórica, se a performance dos colectores decresce aproximadamente 31% conforme a análise anterior.

Nesse sentido, para os dias referidos, foram realizadas médias de 10 minutos dos valores reais do rendimento do campo de colectores e da temperatura reduzida correspondente. Aplicou-se ainda um filtro sobre os resultados, rejeitando-se todos os valores com um desvio padrão superior à média entre o terceiro e o quarto quartis, para eliminar fenómenos transientes, como picos fora da média. Por fim determinou-se a equação de rendimento linear, com a qual se obtiveram os coeficientes registados na seguinte tabela. As curvas de rendimento estão no anexo IV.

Tabela 7.4: Rendimento óptico e coeficiente a_1 determinados através do modelo usado;

	η_0	a_1 (W/m ² .K)	R^2
7 Agosto	0,6831	6,7807	0,9755
13 Agosto	0,6032	5,3445	0,8499
17 Agosto	0,6896	6,9064	0,8071
24 Agosto	0,7358	7,6759	0,6111

Para efeitos de cálculo futuro, excluiu-se o dia 24 de Agosto, porque o rendimento óptico obtido é superior ao inicial (0,726), cenário contraditório face à perda de rendimento do colector.

É importante referir que a análise através da linha de tendência quadrática, que permitiria contabilizar o coeficiente a_2 foi abordada, mas como os resultados foram inconclusivos, optou-se pela tendência linear, o que já permite obter uma boa aproximação à nova curva de rendimento dos colectores.

Fazendo uma média dos coeficientes obtidos, para os três dias restantes, obtiveram-se os valores aproximados dos novos coeficientes dos colectores, transcritos na seguinte tabela.

Tabela 7.5: Novos coeficientes dos colectores do edifício G;

η_0	a_1 (W/m ² .K)
0,6586	6,3439

Os resultados obtidos estão dentro do expectável, uma vez que o rendimento óptico decresceu (-9%) face à degradação da camada selectiva do absorsor, e o coeficiente de perdas aumentou (+71%), com a degradação do material vedante (borrachas) e isolamento do colector.

Para validar o método usado, comparou-se a curva teórica penalizada com as perdas determinadas, e a curva teórica obtida com os novos coeficientes do colector, como se verifica na seguinte figura. Foi usado o dia 7 de Agosto, pois é o melhor dia em termos de dados e resultados. Os restantes dias estão no anexo V. A curva teórica inicial foi incluída para se visualizar o impacto das perdas na mesma.

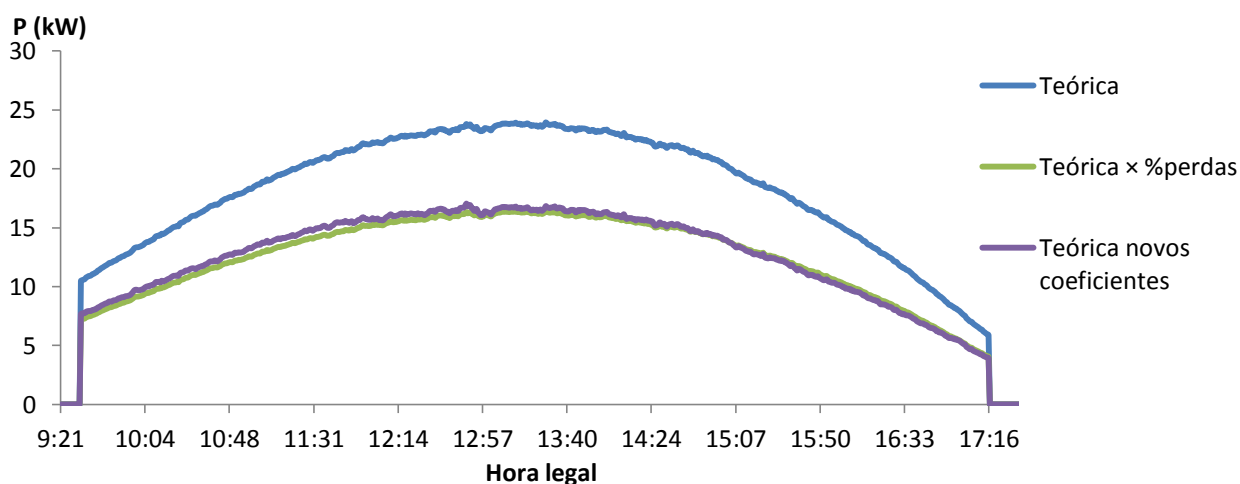


Figura 7.9: Perfil diário das potências teóricas no dia 7/08/2011;

Como se constata pela figura, as curvas em comparação são praticamente coincidentes, pelo que aplicando a equação (34), verificou-se que a discrepância entre ambas é de cerca de 2%, o que verifica os resultados obtidos pelo método de aproximação usado.

É possível comparar ainda a curva de potência teórica obtida com os novos coeficientes, e a curva de potência real, para o dia referido. Os restantes dias estão no anexo VI.

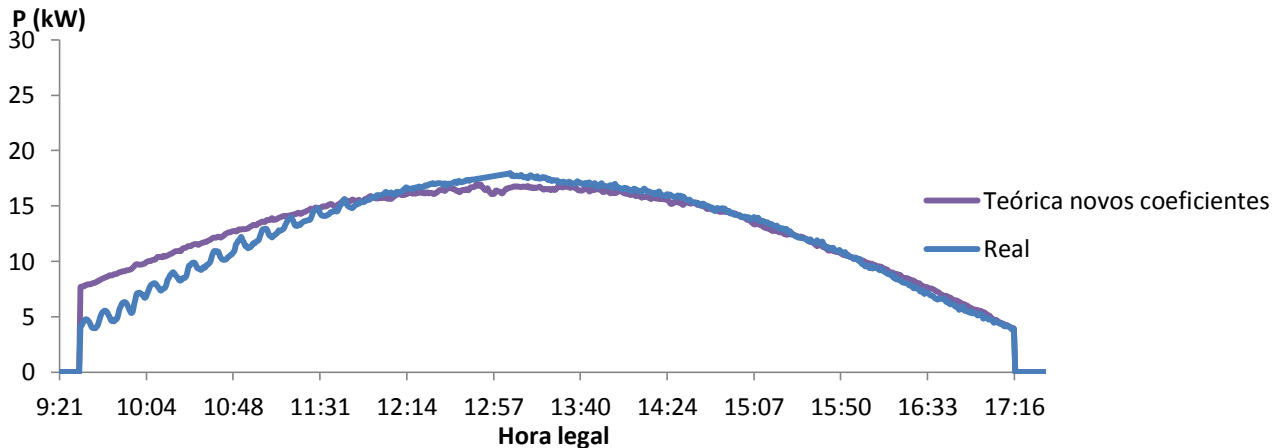


Figura 7.10: Perfil diário da potência teórica obtida experimentalmente e real no dia 7/08/2011;

Verifica-se que a curva teórica determinada está bastante próxima da real, principalmente depois das 13h, ainda que no período da manhã esteja um pouco acima do real. Aplicando novamente a equação (34), determinou-se que a discrepância entre ambas é de cerca de 3%, o que reforça a utilidade do método empregue.

Face à deterioração do SST estudado, a nova curva de rendimento dos colectores, com os novos coeficientes calculados, ficará com o aspecto visível na seguinte figura. Os restantes dias estão no anexo VII.

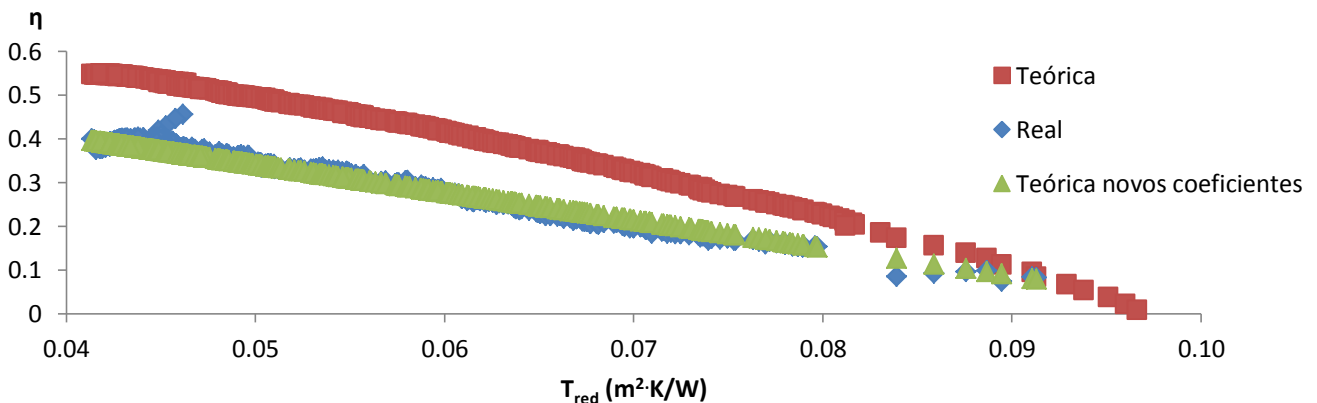


Figura 7.11: Curvas de rendimento do SST do edifício G, no dia 07/08/2011;

Com estes resultados obtidos verifica-se que a curva de rendimento teórica obtida com os novos coeficientes está bastante próxima da real, tal é a coincidência nos resultados. Assim se verifica que o método aplicado é realmente adequado.

Mais uma vez a curva teórica só foi incluída para se visualizar o impacto da perda de rendimento face à curva real.

7.4 Nova estimativa da fracção solar do SST do edifício G na geração de frio

Face à perda de rendimento deste SST, com os novos coeficientes determinados, já é possível saber, de uma maneira mais aproximada e real, qual será o contributo deste para a satisfação da carga térmica do *chiller*.

Nesta nova análise energética no Solterm (denominada C2), usou-se o mesmo método empregue na configuração C1a do capítulo 7.2, que é a configuração mais próxima do real, com apenas uma alteração dos pressupostos: foi criado e usado um novo colector com os novos coeficientes determinados.

Os resultados obtidos para a configuração C2 foram:

- Nos cinco meses estudados o sistema solar forneceu 2479kWh dos 4655kWh necessários para o funcionamento do *chiller*;
- A fracção solar do SST nas necessidades totais de calor da fonte quente do *chiller* foi de 53%;
- A quantidade de energia solar desperdiçada foi de 2382kWh, que continua a ser significativa, mas ainda assim -52% que na configuração C1a do capítulo 7.2;
- A fracção solar do SST para o TDCquente varia consoante o mês considerado, chegando a um máximo de 71% no mês estudado com menor disponibilidade solar (Maio).

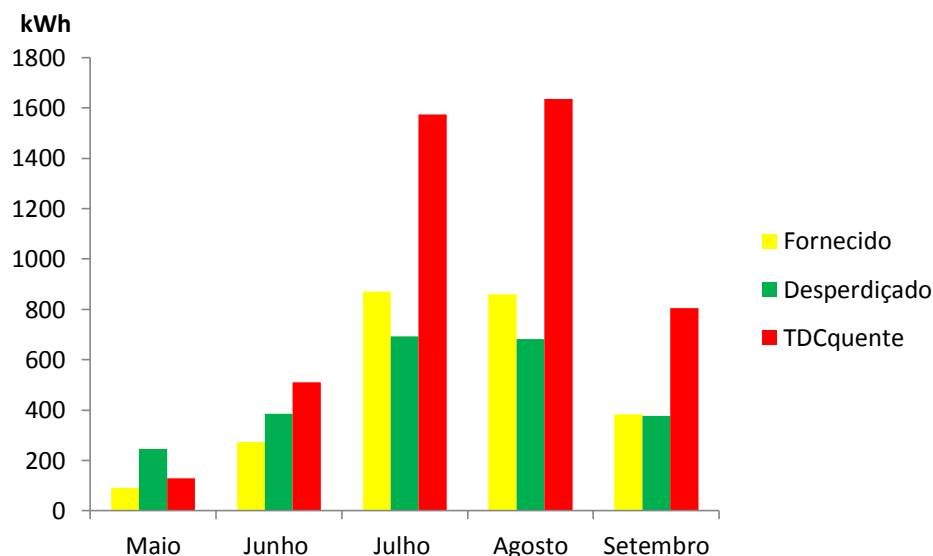


Figura 7.12: Energia fornecida pelo SST edifício G para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do *chiller*, na configuração C2;

Para se perceber o impacto da perda de rendimento deste SST na contribuição das TDCquente, os resultados obtidos nesta nova estimativa foram compilados na seguinte tabela, em que se compara com a configuração C1a.

Tabela 7.6: Contributo do SST do edifício G no fornecimento de calor à fonte quente de *chiller* no perfil mensal médio, nas configurações estudadas;

		Necessidades de calor da fonte quente <i>chiller</i> (kWh)	Energia solar fornecida (kWh)	% Penetração
C1a	Maio	129	110	85
	Junho	511	339	66
	Julho	1575	1069	68
	Agosto	1635	1121	69
	Setembro	805	462	57
	Total	4655	3101	67
C2	Maio	129	91	71
	Junho	511	274	54
	Julho	1575	870	55
	Agosto	1635	861	53
	Setembro	805	383	48
	Total	4655	2479	53

Atendendo às estimativas realizadas, verifica-se que com a perda de rendimento dos colectores, estes irão fornecer menos 20% de energia solar.

Relativamente à fracção solar, esta irá cair para cerca de 50%, o que, no caso do SST do Solar XXI conseguir fornecer a outra metade de energia, permitirá gerar frio exclusivamente com energia solar.

Como se constatou, a perda de rendimento dos colectores não afectou apenas a energia desperdiçada, mas também a energia fornecida, ao contrário do que se conjecturou no início do subcapítulo.

Assumindo que a configuração C2 é a mais real de todas, tentou-se perceber qual seria o volume de armazenamento ideal, de modo a minimizar a energia desperdiçada, sem comprometer as restantes performances. A seguinte figura demonstra os resultados obtidos.

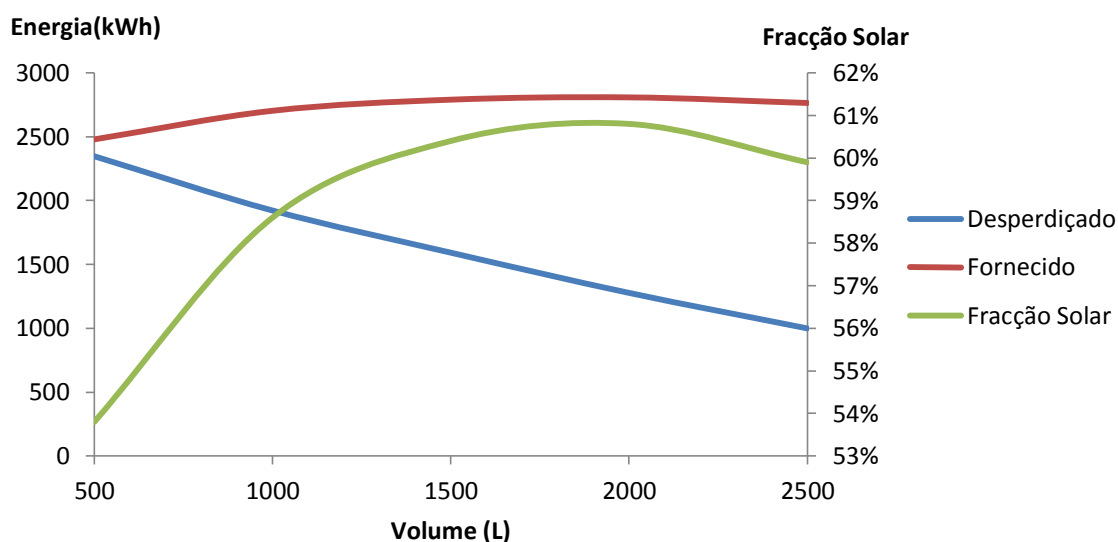


Figura 7.13: Energia solar fornecida, desperdiçada e fracção solar, consoante o volume de armazenamento;

Neste caso, o volume de armazenamento ideal, em termos energéticos, seria 2000L (4 depósitos de 500L), já que a energia fornecida, assim como a fracção solar, atingiriam o seu valor máximo, e a energia desperdiçada decresceria significativamente, ou seja, a performance seria bastante otimizada.

Contudo, a opção mais vantajosa na óptica da relação custo/benefício seria 1000L de armazenamento (2 depósitos de 500L), pois é quando se verifica a maior variação de energia fornecida, e consequentemente da fracção solar (58%), sendo que a partir daqui o aumento da fracção solar é pouco significativo.

7.5 Estimativa de penetração do SST do edifício G + Solar XXI na geração de frio

Neste capítulo será abordado o objectivo principal deste trabalho, que é a quantificação da contribuição que os dois SST abordados terão na carga térmica do *chiller* calculada.

Para isso é necessário determinar a contribuição do SST situado no edifício Solar XXI. No Solterm, foi usado o mesmo método dos subcapítulos anteriores, mas com uma configuração condizente a este SST, a que se chamou C3.

Nesta análise usaram-se os mesmos pressupostos do capítulo 7.2, mas como o SST é diferente, alguns foram alterados:

- Os 8 colectores do SST, com a orientação e inclinação reais (azimute 0° e 50° de inclinação);
- Uma bomba circuladora a funcionar com o caudal de projecto referido acima (29,4L/h.m²), com 25% de anticongelante;
- Um permutador de calor de serpentina, como o existente, com eficácia estimada de 55%;

Os resultados obtidos para esta configuração (C3) foram:

- Nos cinco meses estudados o sistema solar forneceu 1665kWh dos 4655kWh necessários para o funcionamento do *chiller*;
- A fracção solar do SST nas necessidades totais de calor da fonte quente do *chiller* foi de 36%;
- A quantidade de energia solar desperdiçada foi de 1481kWh, que continua a ser significativa;
- A fracção solar do SST para o TDCquente varia consoante o mês considerado, chegando a um máximo de 66% no mês estudado com menor disponibilidade solar (Maio).

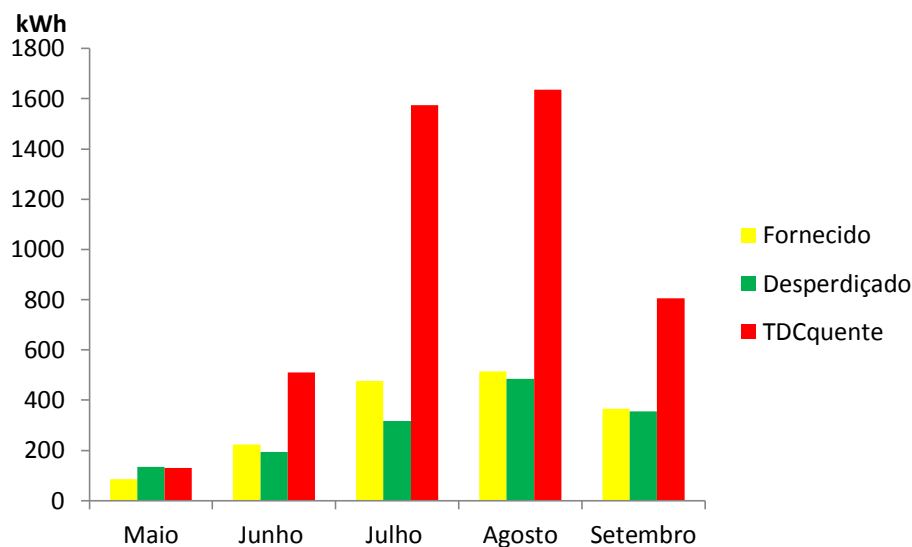


Figura 7.14: Energia fornecida pelo SST do edifício Solar XXI para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do *chiller*, na configuração C3;

Olhando para os resultados obtidos verifica-se que este sistema sozinho seria bastante insuficiente, já que nos meses com mais necessidades de calor, só consegue fornecer cerca de 36% da energia solicitada. Idealmente a junção deste SST servirá para complementar o do edifício G, com o objectivo de suprir todas as necessidades de calor solicitadas, de modo a que o frio gerado seja totalmente proveniente da energia solar.

No total, somando as performances energéticas dos dois SST, o que traduz a configuração final que se pretende na realidade (C2 e C3 combinados), obtiveram-se os seguintes resultados:

- Nos cinco meses estudados os SST forneceram 4144kWh dos 4655kWh necessários para o funcionamento do *chiller*;
- A fracção solar dos SST nas necessidades totais de calor da fonte quente do *chiller* foi de 89%;
- A quantidade de energia solar desperdiçada foi de 3863kWh, valor recorrentemente elevado;

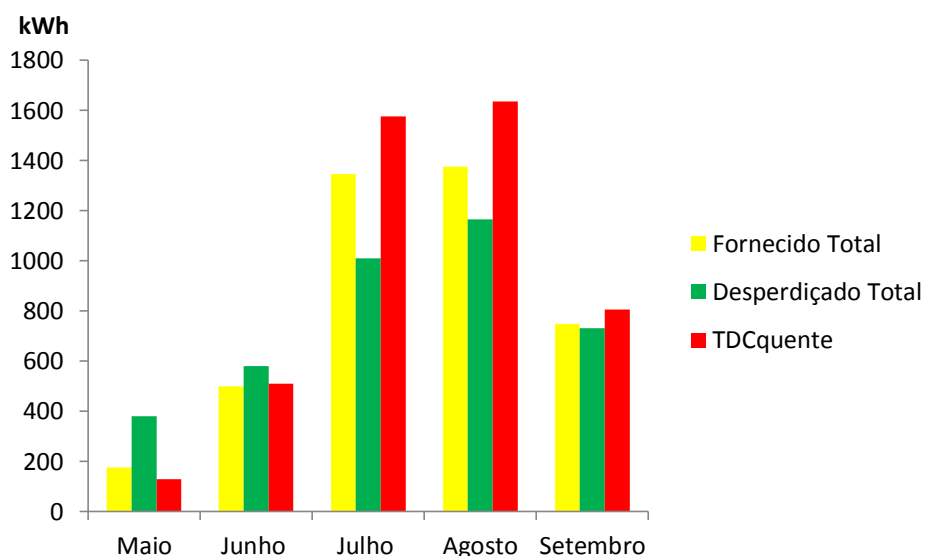


Figura 7.15: Energia total fornecida pelos SST estudados para o consumo médio mensal de calor da fonte quente do *chiller*;

Para se perceber melhor qual foi a penetração dos dois SST, foram compilados na seguinte tabela os resultados das configurações que traduzem de uma maneira real os sistemas solares térmicos:

Tabela 7.7: Contributo total dos SST estudados no fornecimento de calor à fonte quente de *chiller* no perfil mensal médio;

		Necessidades de calor da fonte quente <i>chiller</i> (kWh)	Energia solar fornecida (kWh)	% Penetração
C2	Maio	129	91	71
	Junho	511	274	54
	Julho	1575	870	55
	Agosto	1635	861	53
	Setembro	805	383	48
	Total	4655	2479	53
C3	Maio	129	86	66
	Junho	511	224	44
	Julho	1575	476	30
	Agosto	1635	514	31
	Setembro	805	365	45
	Total	4655	1665	36
TOTAL	Maio	129	177	137
	Junho	511	498	98
	Julho	1575	1346	85
	Agosto	1635	1375	84
	Setembro	805	748	93
	Total	4655	4144	89

Pela análise dos resultados, é perceptível que os dois SST juntos falham o objectivo de suprir as necessidades de calor solicitadas, apesar de não ficarem muito longe desse propósito.

A tendência de nos meses com menor recurso solar a contribuição dos SST ser superior mantém-se, sendo que em Maio a penetração de energia fornecida é, pela primeira vez, superior à carga prevista.

Ainda assim os dois SST juntos conseguem contribuir com quase 90% das necessidades térmicas de climatização, o que para uns sistemas que não foram dimensionados para esse fim já é bastante interessante.

A título de curiosidade, se o SST do edifício G estivesse novo, conseguiria fornecer 3101kWh nos 5 meses estudados (C1a), o que somado aos 1665kWh fornecidos pelo SST do edifício Solar XXI, daria 4766kWh no total, valor superior à carga solicitada de 4655kWh. Assim, se ambos os SST estivessem nas melhores condições de funcionamento, o frio gerado poderia ter origem inteiramente solar.

O Solterm não é a ferramenta mais adequada para realizar esta simulação, porque é uma ferramenta de pré-dimensionamento de SST vocacionados para aplicações AQS mais comuns.

Nesta configuração estudada a maior limitação no modelo de cálculo do Solterm, reside no facto da energia desperdiçada ser contabilizada como sendo toda a energia que sai dos colectores acima de 99°C. Esta limitação resulta numa subestimação da performance do sistema real. Na prática, mesmo que o primário esteja acima dos 99°C poderão existir condições para que essa energia possa entrar no sistema.

A solução mais adequada é a de usar o TRNSYS, pois este consegue combinar o funcionamento do permutador com o comportamento do depósito, contabilizando a energia que entra quando o fluído térmico está acima dos 99°C. O depósito e o *chiller* iriam funcionar abaixo dos 95°C mas os picos de temperatura seriam amortecidos pela inércia do circuito secundário em especial o depósito de inércia. Também seriam contabilizadas as variações das temperaturas envolvidas no ciclo de arrefecimento do *chiller* (rejeição de calor, da fonte quente e fonte fria). O TRNSYS, por ser um software de simulação transiente, consegue dinamicamente contabilizar, de uma maneira simultânea, as variações de temperatura de cada componente do sistema solar térmico, anel quente, e anel de climatização. Esta abordagem é a mais próxima dos fluxos energéticos que se pretendem simular.

8. Discussão de Resultados e Considerações Finais

Os objectivos desta dissertação passavam por:

- Dimensionar a ligação dos colectores solares térmicos situados no edifício G ao sistema de trigeriação (CHCP) construído no âmbito do projecto europeu PolySMART.
- Realizar a montagem desta ligação, obtendo-se da junção de ambos um sistema de arrefecimento solar. Ao CHCP seria ainda ligado o sistema solar térmico do edifício Solar XXI, de modo a ter disponível a maior quantidade de energia térmica solar possível.
- Medir experimentalmente o comportamento deste sistema de arrefecimento solar, de modo a verificar-se as suas performances.

Destes 3 objectivos apenas o primeiro foi conseguido, pois como a montagem não foi efectuada, não foi possível estudar o comportamento do sistema de arrefecimento solar.

Note-se que a ligação entre o SST do edifício Solar XXI ao CHCP foi realizada, mas os resultados dos balanços energéticos efectuados foram inconclusivos devido à avaria dos aparelhos de medição (termómetros e caudalímetros).

Numa tentativa de contornar este problema, foram realizadas simulações em Solterm com o objectivo de prever como seria esse comportamento. O perfil de carga para as simulações no Solterm foi obtido através de simulações em TRNSYS feitas no LNEG e explicadas neste trabalho.

Foi ainda determinada, com base em dados reais de monitorização, uma nova equação de rendimento linear para o campo de colectores que estão instalados no edifício G. Dado o tempo de funcionamento deste ser considerável (10 anos), verificou-se que o banco de colectores teve uma quebra de produção de cerca de 30%, ou seja, 3% ao ano, relativamente ao sistema teórico novo.

Com esta quebra de produtividade, os coeficientes que caracterizam o colector foram alterados. Em teoria, com o desgaste da superfície selectiva do absorsor, o rendimento óptico decresce, e com a deterioração do isolamento e das borrachas, os coeficientes de perdas aumentam. Neste caso verificou-se isso mesmo, pelo que o rendimento óptico e o coeficiente de perdas a_1 passaram a ser respectivamente 0,6586 (-9%) e 6,3439 W/m².K (+71%).

Devido à menor produtividade do SST do edifício G, verificou-se que na realidade este consegue suprir 53% das necessidades energéticas totais do *chiller*, ao invés dos 67% obtidos com sistema teórico novo.

Um facto incontornável deste estudo é a grande quantidade de energia solar desperdiçada, em todos os cenários estudados, o que aponta para um sobredimensionamento dos SST. O motivo principal prende-se com o facto de nenhum dos dois SST estar dimensionado a pensar na carga do *chiller*, e pelas limitações do software de pré-dimensionamento Solterm.

Verificou-se que o volume de armazenamento existente é insuficiente. Apurou-se que a passagem de 500L para 1000L seria uma opção energeticamente eficaz.

Estima-se que os dois SST em conjunto consigam contribuir com cerca de 90% da carga térmica anual do *chiller*. O objectivo de ter o *chiller* a funcionar somente com energia solar não é teoricamente atingido devido à perda de rendimento do SST do edifício G.

Existe muito trabalho que pode ser efectuado futuramente neste sistema. A execução da ligação dos colectores do edifício G ao sistema CHCP é obviamente fundamental. Com o sistema todo montado, a sua monitorização permitirá confrontar os resultados obtidos. Faz sentido apostar na simulação em TRNSYS, para se obter dados teóricos o mais reais e fieis possíveis, para que da comparação com os obtidos experimentalmente se consiga caracterizar este sistema da melhor maneira. É ainda importante realizar uma análise económica ao sistema, para se verificar o seu grau de competitividade.

Anexo I – Sistema Energético Português em números

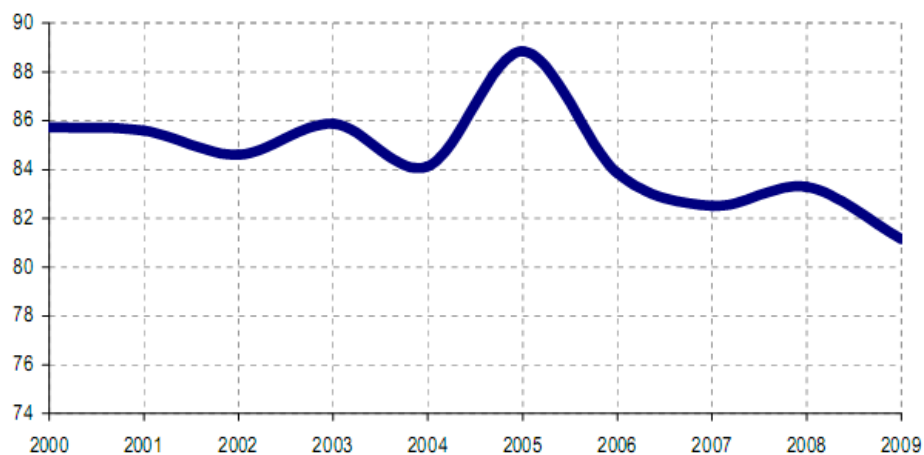


Figura I.1: Evolução da dependência energética de Portugal (em %) nos últimos anos ^[4];

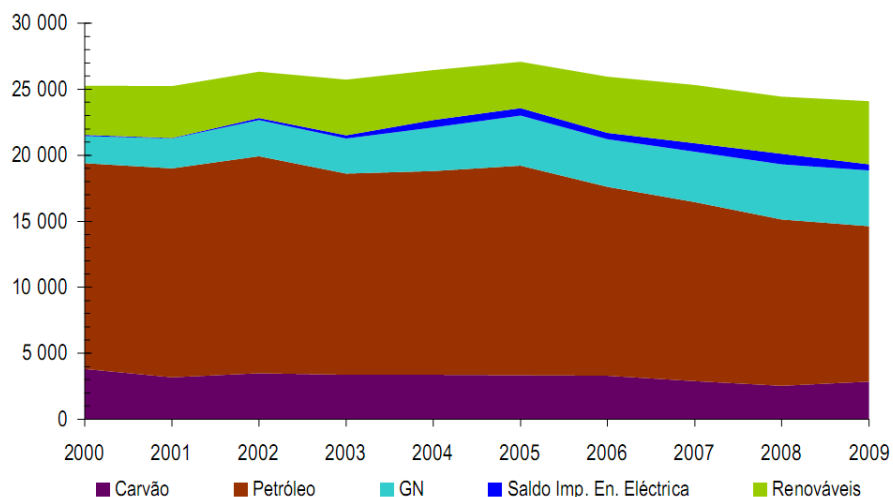


Figura I.2: Evolução do consumo de energia primária em Portugal (ktep) ^[4];

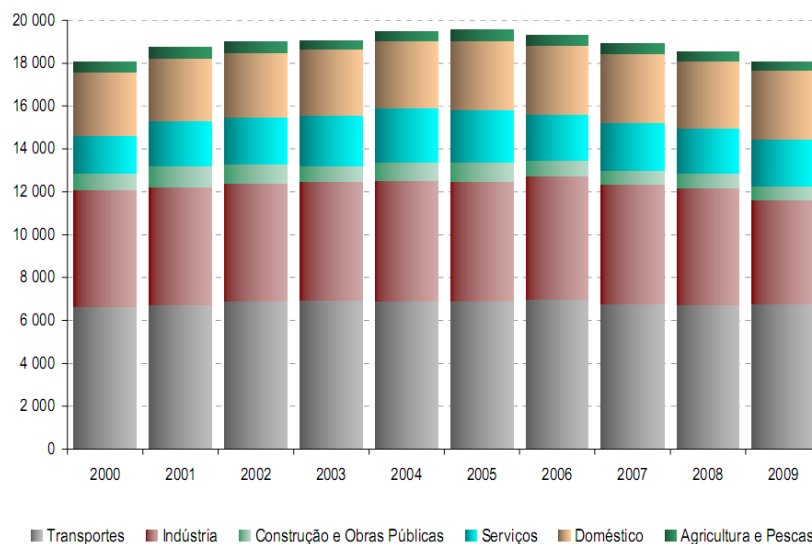


Figura I.3: Evolução do consumo total de energia final por sector de actividade (ktep) em Portugal ^[4];

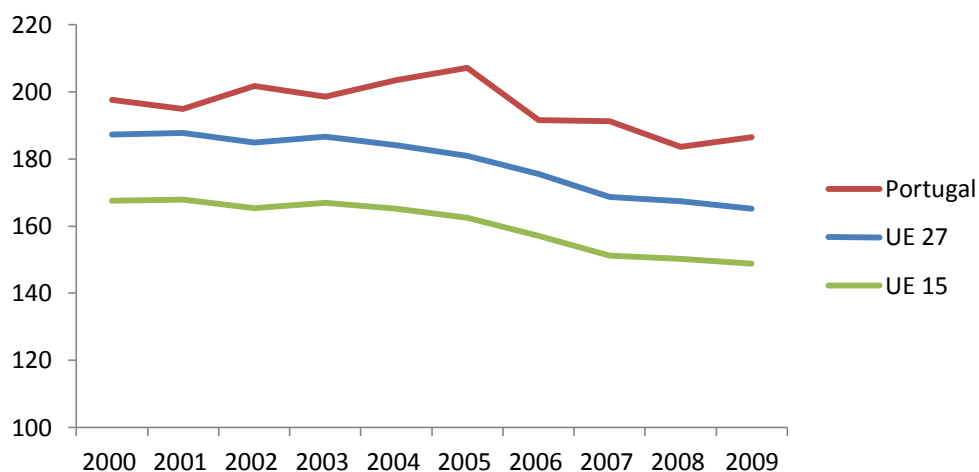


Figura I.4: Evolução da intensidade energética em Portugal e na Europa (kgpe/1000€ PIB) ^[5];

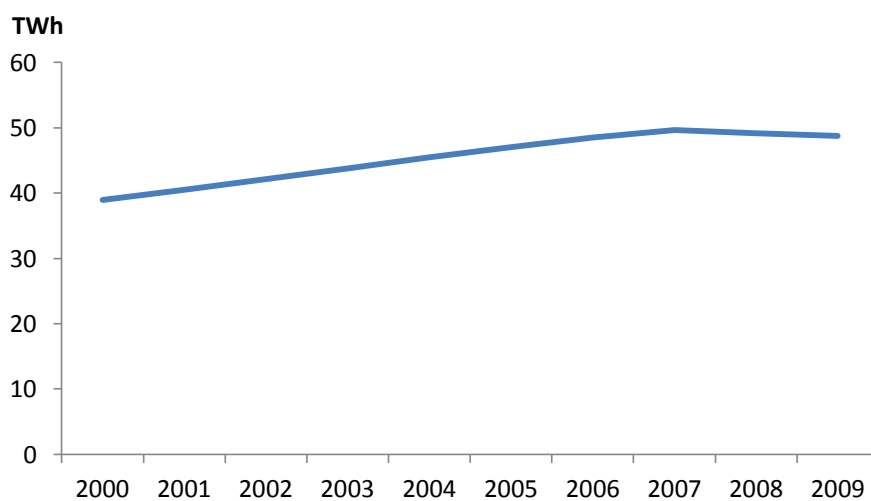


Figura I.5: Evolução do consumo de electricidade em Portugal (TWh), entre 2000 e 2009 ^[50];

Anexo II – Determinação da carga da fonte quente do *chiller*

Os pressupostos da simulação realizada para o dimensionamento do sistema de trigeriação (simulação 1) foram:

- A temperatura objectivo para os meses de arrefecimento é de 24°C, ou seja, é a temperatura a que as salas deverão estar sempre através da climatização. Este pressuposto inflaciona as necessidades reais de arrefecimento;
- A potência de climatização é infinita, para dar uma ideia da potência necessária para satisfazer a condição anterior;
- O horário estipulado é das 8h às 18h, contabilizando fins-de-semana e feriados, que na realidade não seriam necessários, dada a desocupação do espaço nesses dias:

Desta forma está evidenciado que as necessidades térmicas referidas abaixo são estimadas por excesso, de modo que servem apenas de aproximação à ordem de grandeza destas.

Para determinar as necessidades de calor na fonte quente do *chiller* foi assumido um COP médio de 0,5, e recorrendo à equação (14) foram obtidos os seguintes resultados.

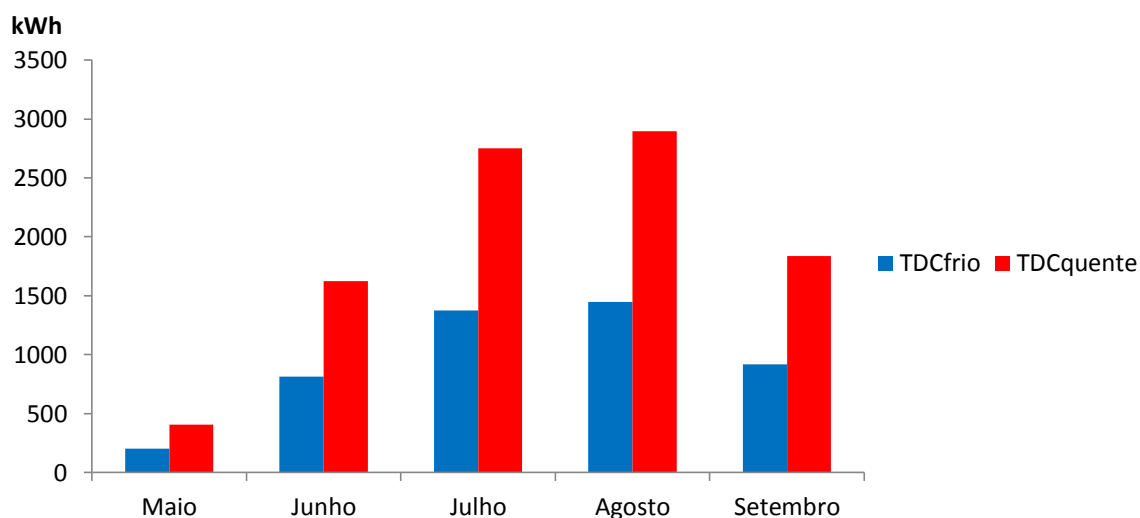


Figura II.1: Necessidades térmicas de frio de climatização das salas a arrefecer, e calor fornecido ao *chiller*, obtidos na simulação 1;

Neste caso, as TDCfrio totais foram 4756kWh e as TDCquente nestes meses foram 9513kWh, ou seja, o dobro. Como se constata, os meses em que é necessário mais energia para arrefecimento são os meses de verão, com especial incidência em Julho e Agosto, pois são propícios a maiores temperaturas do ar diárias. Os meses podem ser divididos em 3 categorias:

- Meses de necessidades térmicas elevadas, Julho e Agosto, com TDCquente entre 2750kWh e 2900kWh, respectivamente;
- Meses de necessidades térmicas médias, Junho e Setembro, com cerca de 1622kWh e 1837kWh de TDCquente;
- Meses de baixa necessidade térmica, Maio, com TDCquente de 405kWh;

Note-se que foram apenas escolhidos para análise os meses que tendencialmente são os mais quentes, que são os compreendidos entre Maio e Setembro, inclusive. Na simulação realizada existem cargas de arrefecimento pontuais nos outros meses que não foram contabilizadas, pois não eram significativas e resultam da aproximação por excesso no pré-dimensionamento.

Para se perceber qual o perfil horário das cargas térmicas necessárias ao funcionamento do *chiller* (para um COP médio de 0,5), foram realizados dois estudos: um foi seleccionar, para cada mês, o dia com o pico extremo de necessidades energéticas, e o outro foi fazer uma média mensal, com os resultados abaixo.

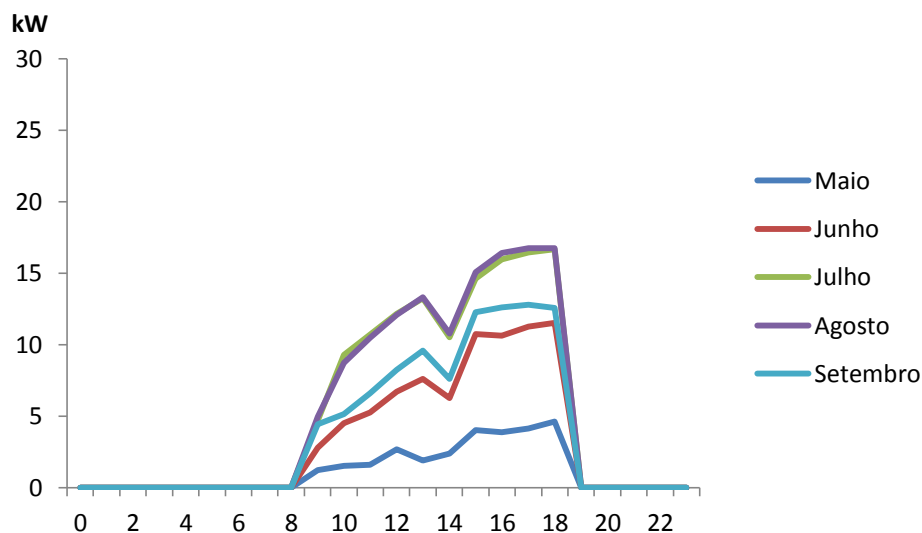


Figura II.2: Perfil horário da carga de TDCquente com COP médio de 0,5 (média mensal) obtido na simulação 1;

Olhando para o perfil horário médio, em todos os meses a tendência é semelhante, dado que o perfil das salas a climatizar é de um escritório:

- Durante a noite (da meia noite às 8h da manhã), a carga térmica é nula já que o espaço não necessita de climatização neste período, pois está desabitado;
- A partir das 8h e durante o período da manhã, as cargas aumentam, até que por volta das 13h (12h em Maio) há uma queda de necessidade, que pode ser explicada pela saída dos ocupantes para almoçar;
- A partir das 14h as necessidades voltam a aumentar, com a chegada dos ocupantes para a segunda metade de trabalho do dia;
- O pico de necessidade de carga térmica ocorre no final do horário de trabalho (entre as 17h e as 18h).
- A partir das 19h o edifício deixa de necessitar de climatização, pois já não está ocupado;

Nos perfis horários médios obtidos verifica-se que o maior pico de procura TDCquente ocorre em Agosto, entre as 17h e as 18h, sendo de 16,8kW. Convertendo em necessidades de frio, com o COP já referido, estas são de 8,4kW, valor que está um pouco acima do limite do *chiller* estudado. Assim se verifica que face aos pressupostos usados nesta simulação o CHP foi bem dimensionado, pois os 27kW de calor que pode fornecer ao *chiller* continuam a ser suficientes, mas o *chiller*, por sua vez, terá muita dificuldade em responder aos picos de necessidade de frio que ocorram entre as 16h e as 18h, em Julho e Agosto.

Organizando os picos máximos de TDCquente, que ocorrem nos perfis horários médios, a distribuição será:

- Picos de consumo elevados, de 16,7 a 16,8kW, que ocorrem em Julho e Agosto, respectivamente;
- Picos de consumo intermédios de 11,5kW e 12,8kW, que ocorrem em Junho e Setembro, respectivamente;

- Pico de consumo baixo, de 4,6kW, que ocorre em Maio;

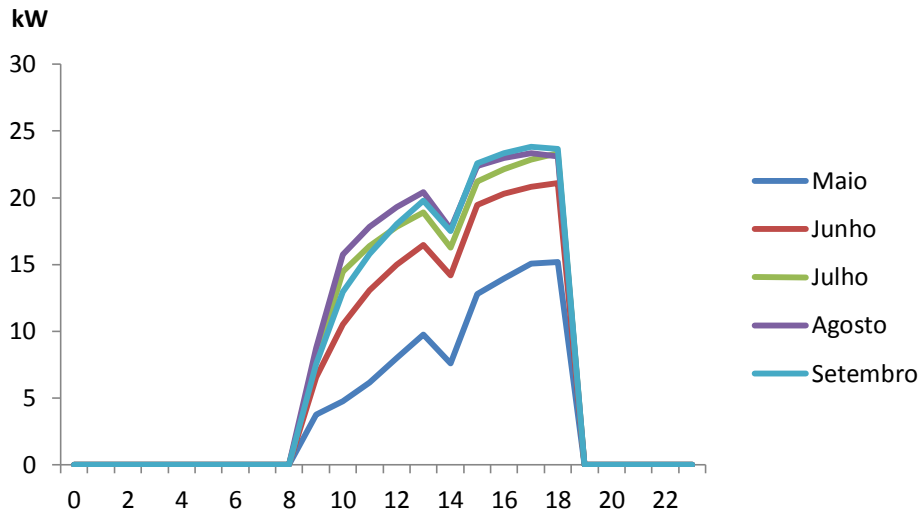


Figura II.3: Perfil horário da carga TDCquente com COP médio de 0,5 (extremo mensal) obtido na simulação 1;

Relativamente aos perfis horários extremos obtidos verifica-se que o pico de procura de TDCquente ocorre em Setembro, entre as 17h e as 18h, sendo de 23,8kW. Convertendo em necessidades de frio, com o COP já referido, estas são de 11,9kW, valor que não está ao alcance do *chiller* estudado, pois este só consegue gerar até 8kW. Assim se verifica que face aos pressupostos usados nesta simulação o CHP foi bem dimensionado, pois consegue fornecer até 27 kW de calor ao *chiller*, mas o *chiller* já não é capaz de responder aos picos de necessidade de frio extremos.

Organizando os picos máximos de TDCquente, que ocorrem nos perfis horários extremos, a distribuição será:

- Picos de consumo elevados, de 21,1 a 23,8kW, que ocorrem entre Junho e Setembro;
- Pico de consumo intermédio de 15,2kW, que ocorrem em Maio;

O pico que ocorre em Setembro deverá ser fruto de um dia anormal para a época.

Como esta abordagem assume alguns pressupostos que sobrestimam as necessidades de frio, foi feita uma nova simulação, numa tentativa de corrigir as condicionantes assumidas, tornando-as mais reais.

Na nova simulação realizada (simulação 2) optou-se pelos seguintes pressupostos:

- A temperatura objectivo para os meses de arrefecimento passou a ser entre 25° e 27°C, em vez dos 24°C anteriores;
- A potência de climatização está limitada a metade da potência máxima do *chiller* obtida experimentalmente (7,5kW) por sala, ou seja, cada sala só recebe no máximo 3,75kW de frio, pois a distribuição de frio está dividida em metade para cada sala;
- Foi estipulado um horário semanal (8-18h), excluindo os fins-de-semana, feriados e as férias;

Com esta nova simulação obtiveram-se, como seria de esperar, resultados mais suaves como a seguir se verifica.

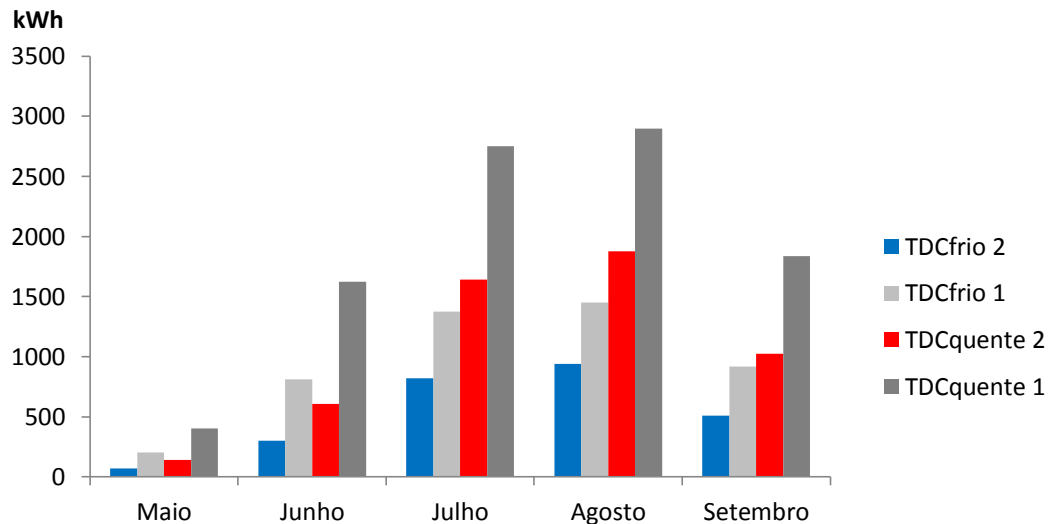


Figura II.4: Necessidades térmicas de frio de climatização das salas a arrefecer, e calor fornecido ao *chiller*, corrigidas (comparação entre simulação 1 e 2);

As necessidades térmicas nestes meses diminuíram para cerca de metade relativamente à simulação 1, pois TDCquente foi de 5292kWh (-44%), e TDCfrio foi de 2646kWh (-44%).

Mais uma vez os meses em que é necessário mais energia para arrefecimento são os meses de verão, com especial incidência em Julho e Agosto. Fazendo a divisão de igual modo temos:

- Meses de necessidades térmicas elevadas, Julho e Agosto, com TDCquente de 1642kWh (-40%), 1878kWh (-35%), respectivamente;
- Meses de necessidades térmicas médias, Junho e Setembro, com cerca de 606kWh (-63%) e 1023kWh (-44%) de TDCquente;
- Meses de baixa necessidade térmica, Maio, com TDCquente de cerca de 143kWh (-65%), o que é uma redução significativa;

Para se perceber qual o perfil horário das cargas de calor necessárias ao funcionamento do *chiller* (para um COP médio de 0,5), fez-se a mesma abordagem realizada anteriormente, com os resultados seguintes.

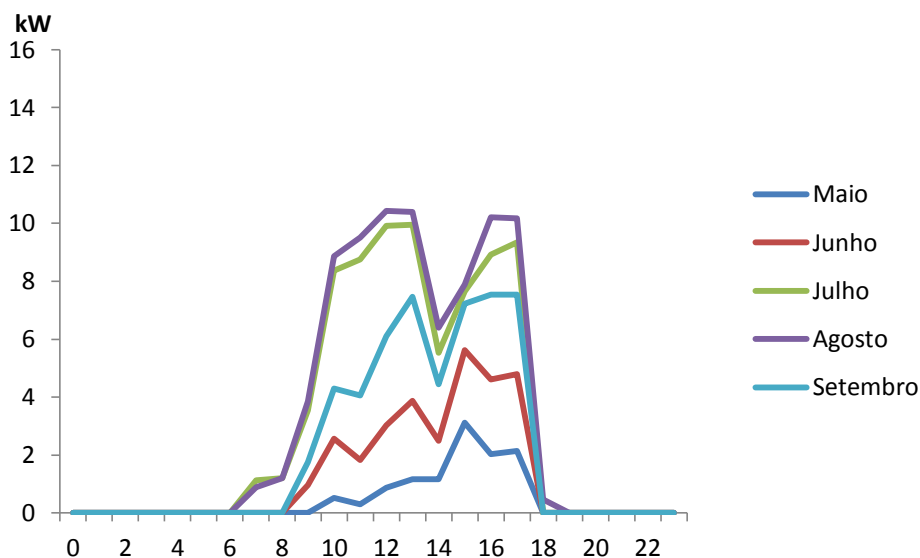


Figura II.5: Perfil horário da carga TDCquente com COP médio de 0,5 (média mensal) obtido na simulação 2;

Neste caso a tendência do perfil horário médio mensal, apesar de algumas semelhanças, é um pouco diferente do anterior:

- Durante a noite (da meia noite às 8h da manhã), a carga térmica continua a ser nula já que o espaço não necessita de climatização neste período, pois está desabitado. Ainda assim nota-se que em Julho e Agosto as necessidades de climatizar o espaço começam um pouco mais cedo, às 6/7h;
- A partir das 8h e durante o período da manhã, as cargas aumentam, atingindo um pico por volta das 13h. Em Julho e Agosto este pico chega a ser maior que o da tarde;
- Depois das 13h há uma queda de necessidade, que pode ser explicada pela saída dos ocupantes para almoçar. Em Maio esta queda não se verifica, mantendo-se as necessidades constantes;
- A partir das 14h as necessidades voltam a aumentar, com a chegada dos ocupantes para a segunda metade de trabalho do dia;
- O pico de necessidade de carga térmica ocorre a meio da tarde (15:30/16h) em Maio, Junho e Setembro, começando a decair ligeiramente até às 17h. A partir desta hora começa a cair abruptamente até às 18h, altura em que acaba o horário de trabalho, razão pela qual as necessidades são quase nulas;
- A partir das 18h/19h o edifício deixa de necessitar de climatização, pois já não está ocupado, daí as necessidades serem nulas;

Nos perfis horários médios obtidos verifica-se que o maior pico de procura TDC quente ocorre em Agosto, entre as 12h e as 13h, sendo de 10,4kW. Convertendo em necessidades de frio, com o COP já referido, estas são de 5,2kW, valor que está dentro do limite do *chiller* estudado.

Organizando os picos máximos de TDC quente, que ocorrem nos perfis horários médios, a distribuição será um pouco parecida à anterior, ainda que com valores menores:

- Picos de consumo elevados, de 10,0kW a 10,4kW, que ocorrem em Julho e Agosto, respectivamente;
- Picos de consumo intermédios de 5,6kW e 7,5kW, que ocorrem em Junho e Setembro, respectivamente;
- Pico de consumo baixo de 3,1kW, que ocorre em Maio;

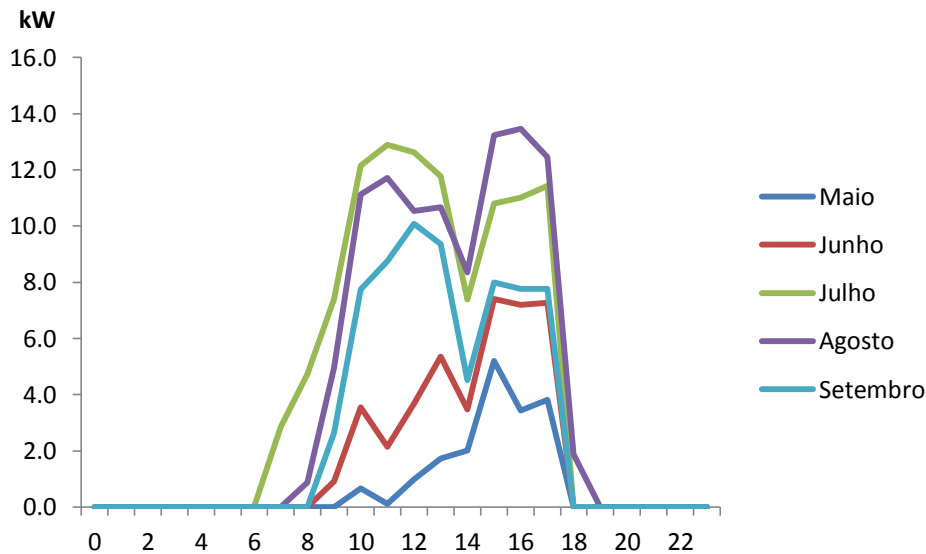


Figura II.6: Perfil horário da carga TDCquente com COP médio de 0,5 (extremo mensal) obtido na simulação 2;

Relativamente aos perfis horários extremos obtidos verifica-se que o pico de procura de TDCquente ocorre em Agosto, às 16h, sendo de 13,5kW. Convertendo em necessidades de frio, com o COP já referido, estas são de 6,75kW, valor que está ao alcance do *chiller* estudado, pois este consegue gerar até 8kW. Com estes pressupostos verifica-se que o TDC já está preparado para climatizar as salas referidas, mesmo nos piores cenários.

Organizando os picos máximos de TDCquente, que ocorrem nos perfis horários extremos, a distribuição será:

- Picos de consumo elevados, de 10,1kW a 13,5kW, que ocorrem entre Julho e Setembro;
- Picos de consumo intermédios, de 5,2kW a 7,4kW, que ocorrem em Maio e Junho, respectivamente;

Anexo III – Perfis energéticos diários obtidos

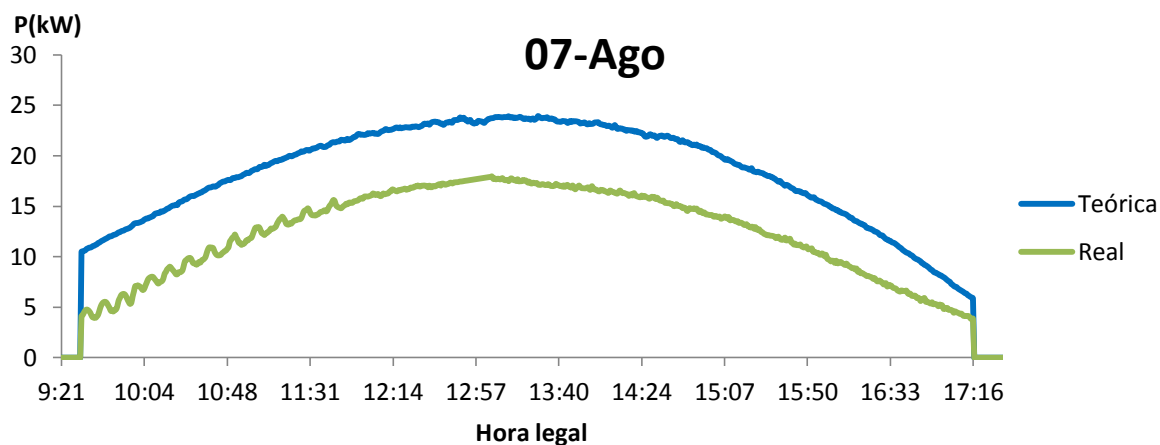


Figura III.1: Perfil energético obtido no dia 07/08/11;

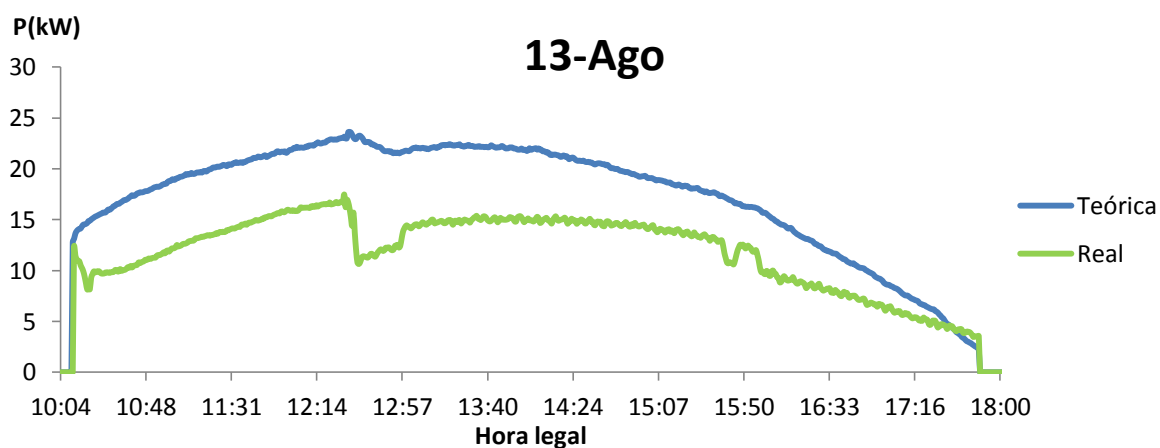


Figura III.2: Perfil energético obtido no dia 13/08/11;

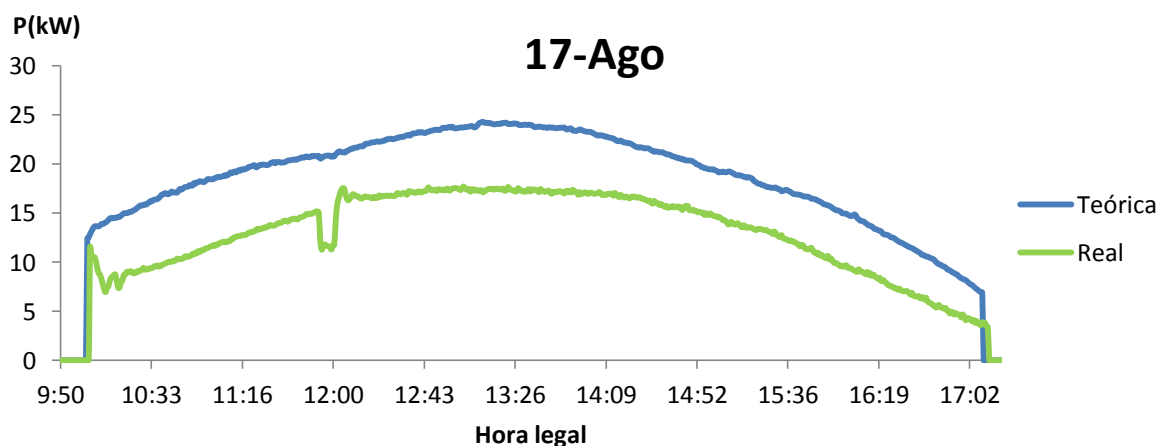


Figura III.3: Perfil energético obtido no dia 17/08/11;

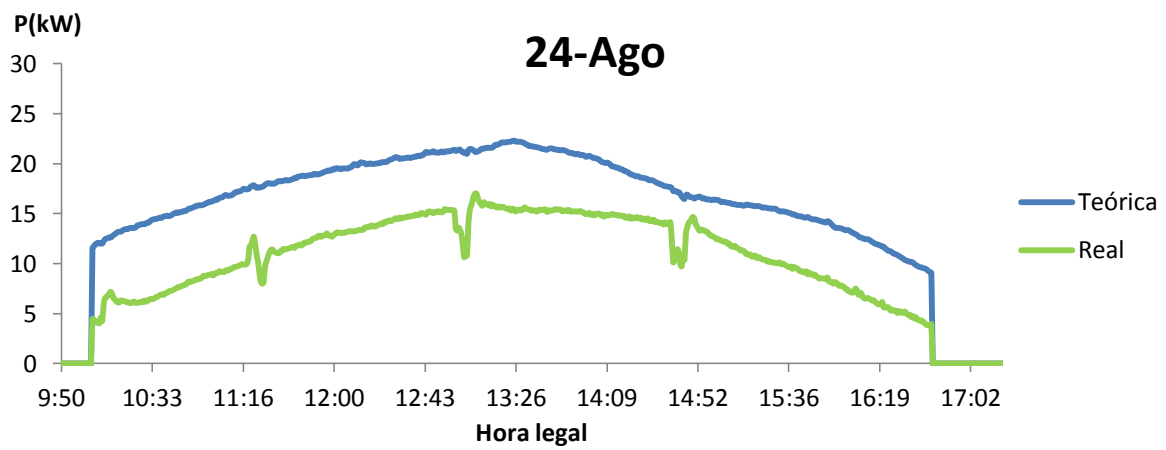


Figura III.4: Perfil energético obtido no dia 17/08/11;

Anexo IV – Curvas de rendimento obtidas experimentalmente

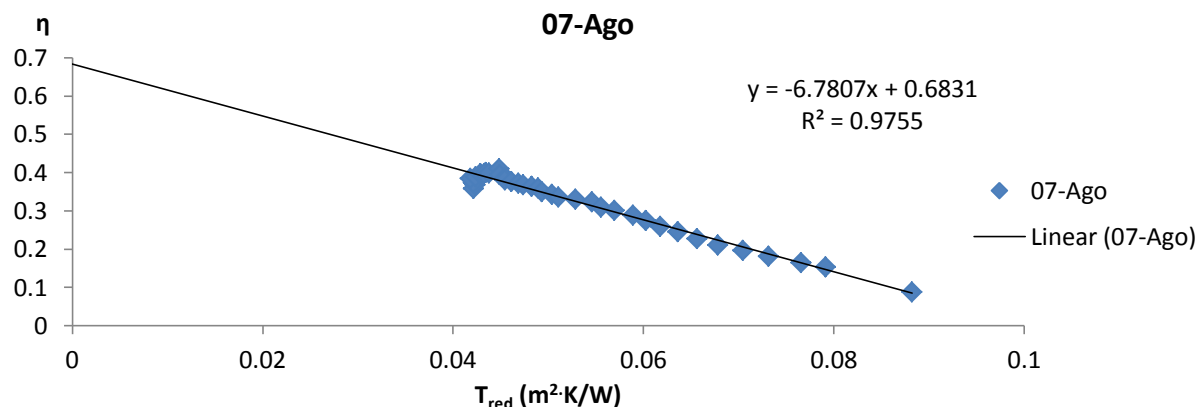


Figura IV.1: Curva de rendimento do SST do edifício G no dia 7/08/11;

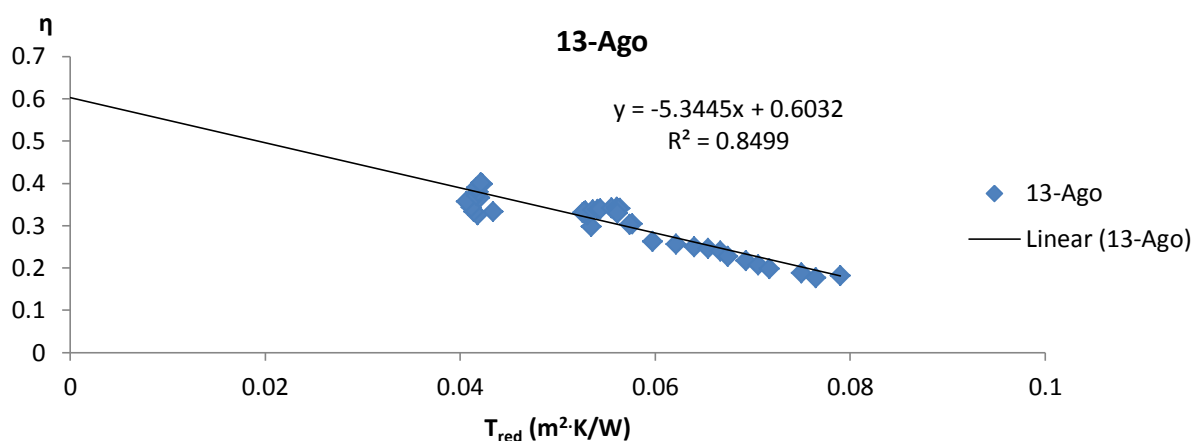


Figura IV.2: Curva de rendimento do SST do edifício G no dia 13/08/11;

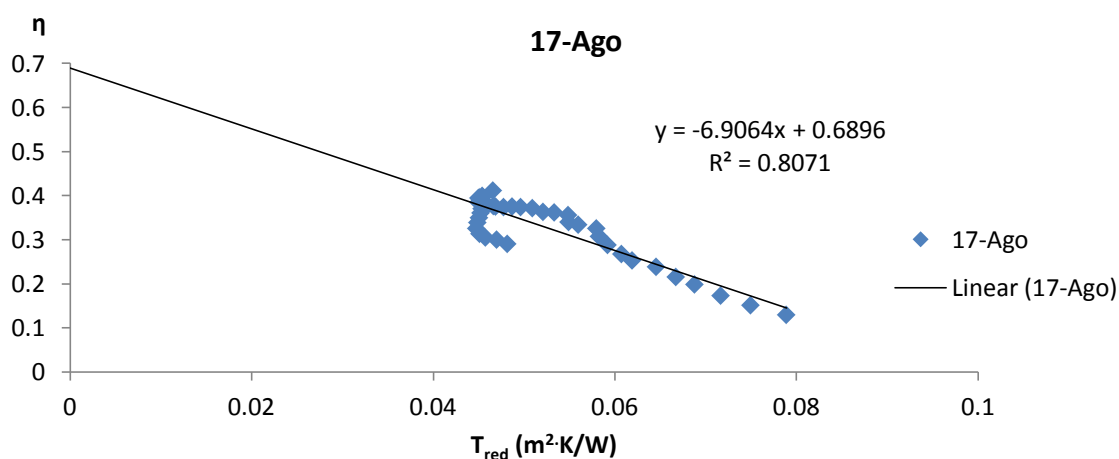


Figura IV.3: Curva de rendimento do SST do edifício G no dia 17/08/11;

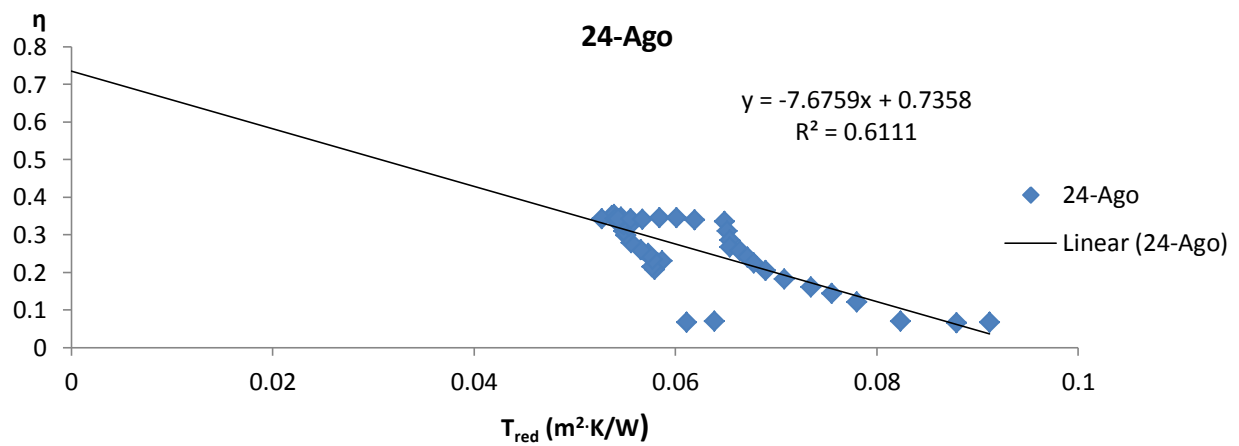


Figura IV.4: Curva de rendimento do SST do edifício G no dia 24/08/11;

Anexo V – Perfis energéticos teóricos obtidos

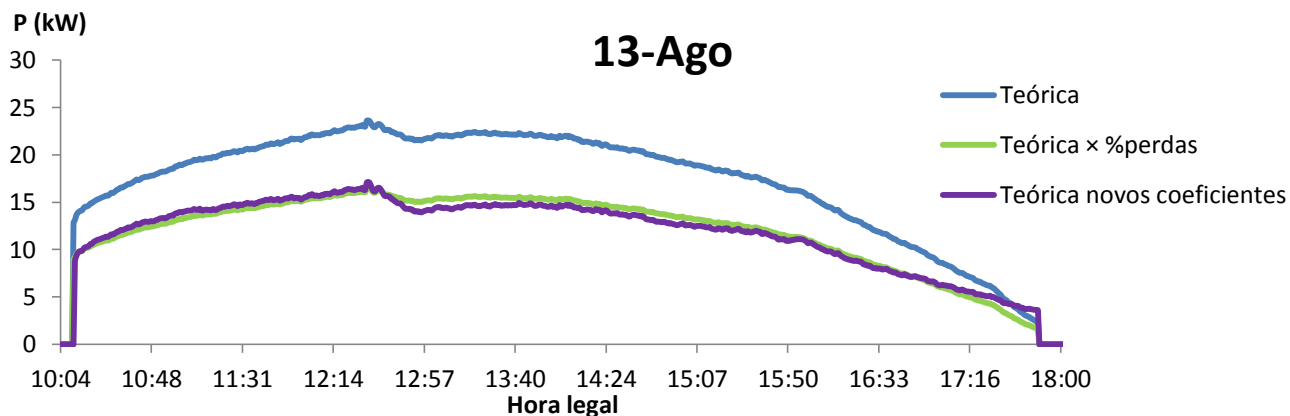


Figura V.1: Perfil diário das potências teóricas no dia 13/08/2011;

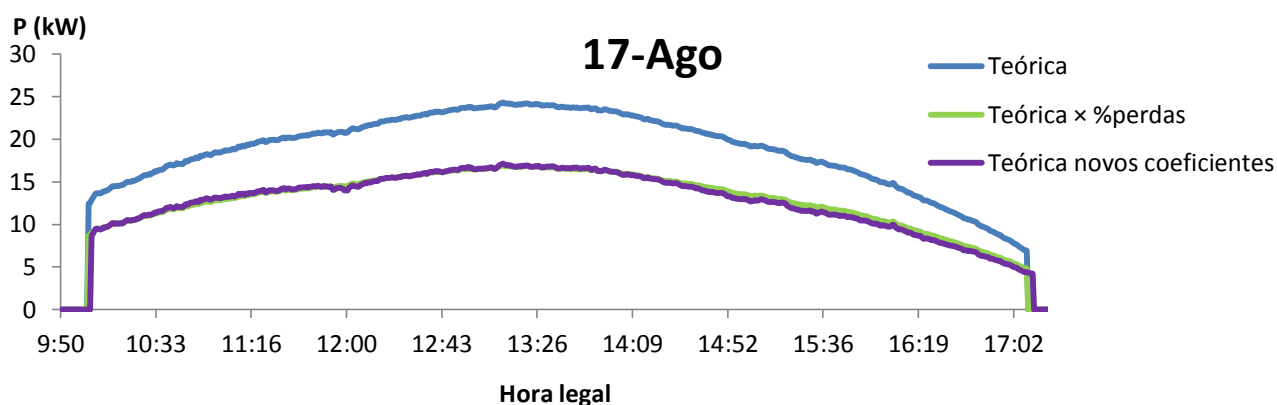


Figura V.2: Perfil diário das potências teóricas no dia 17/08/2011;

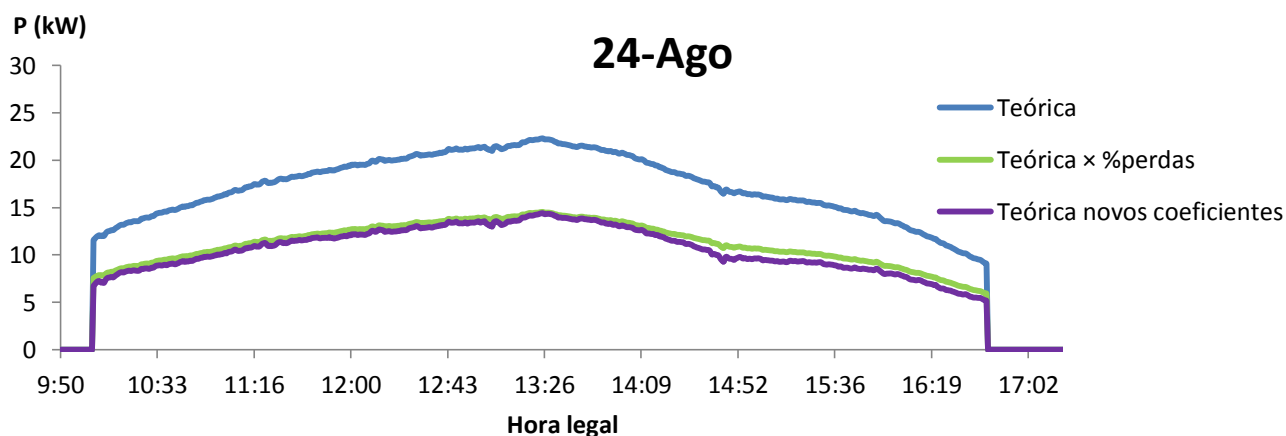
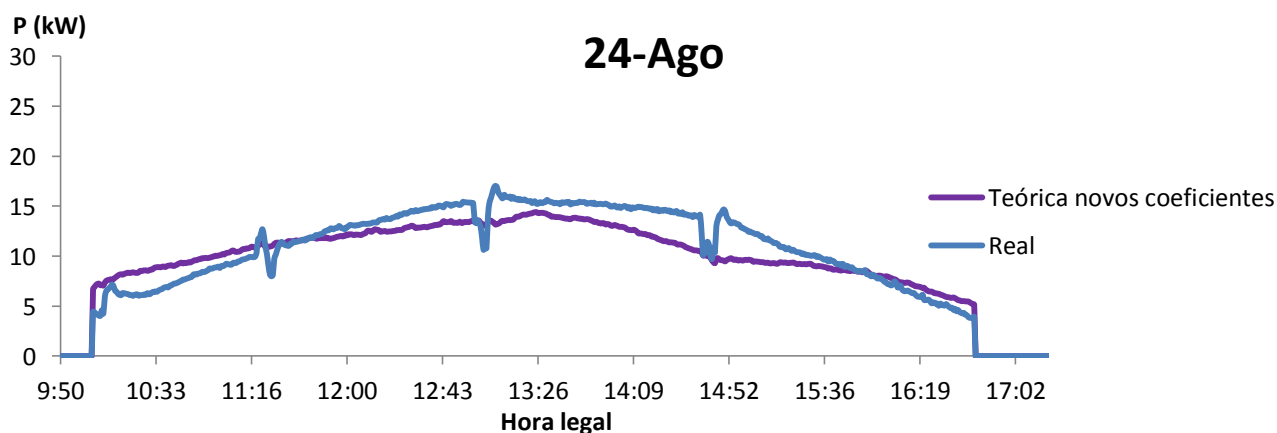
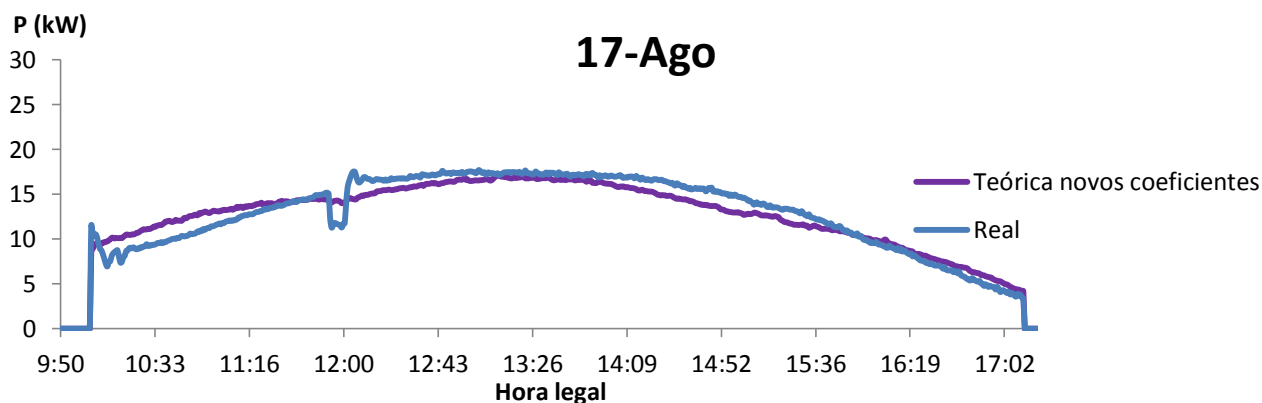
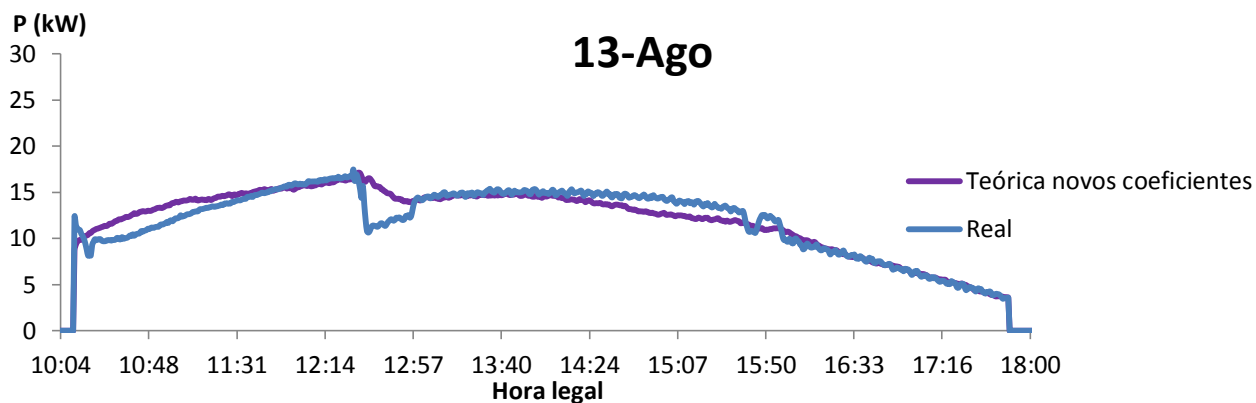


Figura V.3: Perfil diário das potências teóricas no dia 24/08/2011;

Anexo VI – Perfis energéticos teóricos com os novos coeficientes e reais obtidos



Anexo VII – Curvas de rendimento diárias

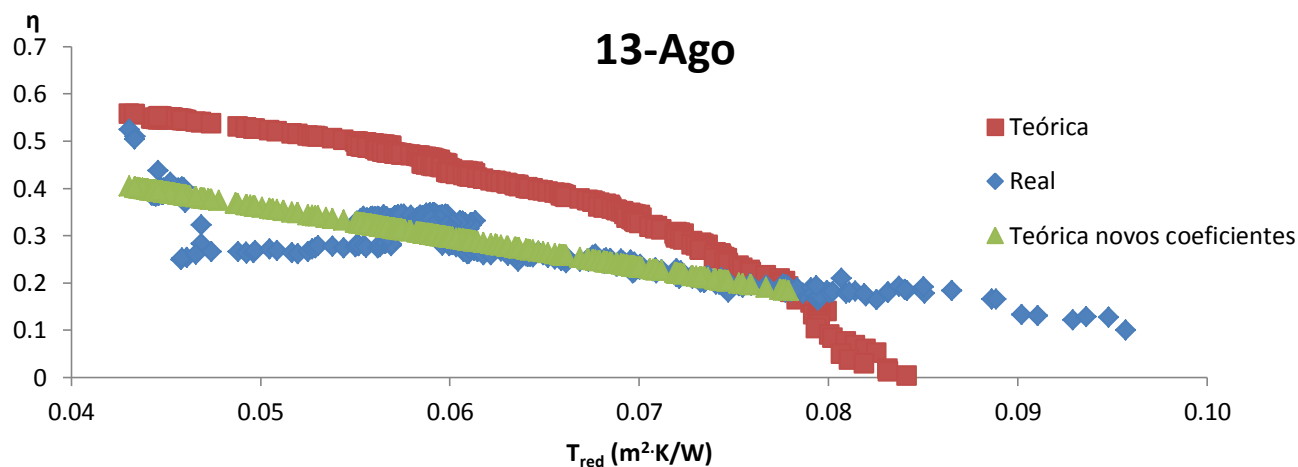


Figura VII.1: Curvas de rendimento do SST do edifício G, no dia 13/08/2011;

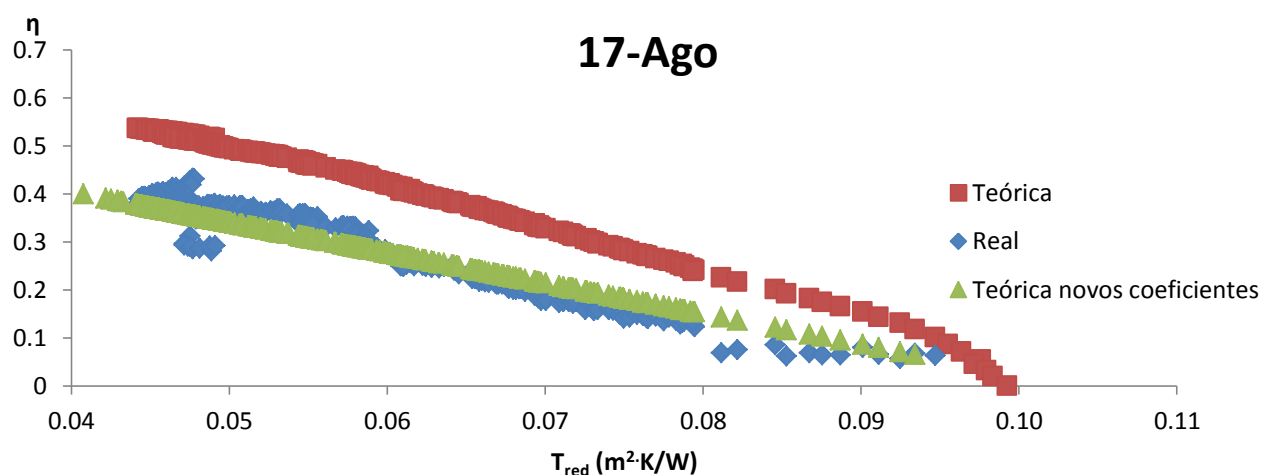


Figura VII.2: Curvas de rendimento do SST do edifício G, no dia 17/08/2011;

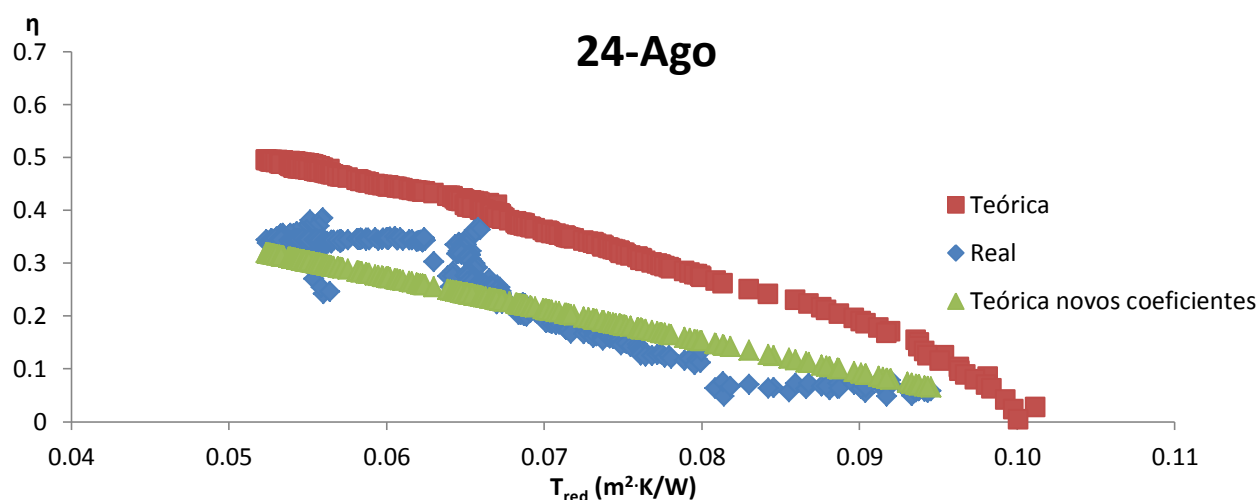


Figura VII.3: Curvas de rendimento do SST do edifício G, no dia 24/08/2011;

Referências

- [1] Franchi, M. et al, “*Towards Healthy Air in Dwellings in Europe – The THADE Report*”, Brussels, 2004;
- [2] Europe Parliament, Directive 2010/31/EU on the energy performance of buildings (recast), council of 19 May 2010;
- [3] Santos, F.D., et al, “*Climate Change in Portugal. Scenarios, Impacts and Adaptation Measures-SIAM Project*”, Lisboa, 2002;
- [4] DGEG, “*Energia em Portugal, Principais Números*”, 2011;
- [5] Estatísticas Eurostat, http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/energy/data/main_tables
- [6] International Energy Agency, “*Key World Energy Statistics*”, 2011;
- [7] DGEG;
- [8] DGEG, *Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico*, 2010;
- [9] Instituto de Meteorologia, *Boletim Climatológico Mensal*, Junho de 2009;
- [10] REN;
- [11] SOLAIR Project, http://www.solair-project.eu/uploads/media/Guidelines01_introduction.pdf
- [12] Henning, Hans-Martin, “*Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings*”, Austria, 2004;
- [13] Agência Municipal de Energia de Sintra, “*A Climatização Solar*”, Colares;
- [14] DGEG, “*Economia de Energia- Bombas de Calor*”, Lisboa, 1986;
- [15] IEA Heat Pump Programme, “*Retrofit Heat Pumps for Buildings- Final Report*”, Suécia, 2010;
- [16] Kreith, Frank, Goswami, D., *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*, USA, 2007;
- [17] Rodrigues, Carlos, “*Centrais Solares Fotovoltaicas Ligadas à Rede Eléctrica*”, Lisboa, 2008;
- [18] Gonçalves, H., et al, “*Fórum Energias Renováveis em Portugal, Uma Contribuição para os objectivos de Política Energética e Ambiental*”, ADENE/INETI, Lisboa, Portugal, 2002;
- [19] Solargis, <http://solargis.info/doc/pics/freemaps/1000px/ghi/SolarGIS-Solar-map-Portugal-en.png>;
- [20] Solterm, *Análise de desempenho e pré-dimensionamento de Sistemas Solares*;
- [21] PolySMART University-Course, http://www.polysmart.org/cms/front_content.php?idcat=160
- [22] SOLAIR Project, http://www.solair-project.eu/uploads/media/Guidelines03_absorption_H2O_LiBr.pdf;
- [23] ESTIF, *Solar Assisted Cooling – State of the Art*, 2006
<http://www.estif.org/fileadmin/estif/content/policies/downloads/D23-solar-assisted-cooling.pdf>
- [24] SOLAIR Project, http://www.solair-project.eu/uploads/media/Guidelines05_adsorption.pdf
- [25] Duffie, John, Beckman, William, “*Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition*”, USA, 1991

- [26] ESTIF, *Solar Thermal Markets in Europe - Trends and Market Statistics 2010*, Junho 2011;
- [27] Weiss, Werner, et al, “*Process Heat Collectors, State of the Art within Task33/IV*”, IEA-SHC, 2008
- [28] INETI, *Instalações Solares Térmicas*, Outubro de 2008;
- [29] IST, et al, “*Energia Solar Térmica – Manual sobre Tecnologias, Projecto e Instalação*”, 2004;
- [30] <http://www.greenspec.co.uk/solar-collectors.php>;
- [31] http://greenterrafirma.com/evacuated_tube_collector.html;
- [32] Matuszewski, Piotr, et al, “*Optimization of Solar Air Collector*”, Aalborg (Dinamarca), 2010;
- [33] Qenawy, Ahmed, et al, “*Analysis oh High Efficiency Solar Air Heater for Cold Climates*”, Calgary(Canadá), 2007;
- [34] Mendes, Farinha, et al, “*Armazenamento de Energia Solar Térmica*”, Lisboa;
- [35] Material disponibilizado no curso de Projectista de SST, no LNEG;
- [36] Núñez, Tomas, “*PolySMART Work Package 3: Demonstration – Final Report*”, 2010;
- [37] Valores retirados da chapa de identificação do equipamento;
- [38] Catálogo da empresa Lapeza;
- [39] Valores retirados da chapa de identificação do equipamento e do catálogo da empresa Emerson;
- [40] Catálogo da empresa Carrier;
- [41] Gráfico obtido através da aplicação WinCAPS;
- [42] Catálogo da empresa Grundfos;
- [43] Catálogo da empresa Jonhson Controls;
- [44] Catálogo da empresa Armacell;
- [45] Salgueiro, Andreia, “*A contribuição de um Sistema Solar Térmico no Desempenho Energético do Edifício Solar XXI*”, 2011;
- [46] Catálogo da empresa Alfa Laval;
- [47] Catálogo empresa LuxMagna, www.luxmagna.pt/pdfs/LM_acessoriosinstalacoes.pdf ;
- [48] Catálogo da empresa Caleffi;
- [49] Catálogo da empresa CONEX, Resul e Sanitop;
- [50] DGEG, Estatísticas e Preços – Energia Eléctrica, Produção/Consumos (1994-2009);